Japan. Fisheries Agency
Technical Report of Fishing Boat

#7

LIBRARY
BUR. OF COMM. FISH.
HON. BIOL. LAB.

昭和 31 年 1 月

漁船研究技報

第 7 号

TECHNICAL REPORT OF FISHING BOAT

No. 7

JANUARY 1956

水産庁 生産部 漁船研究室
FISHING BOAT LABORATORY
PRODUCTION DIVISION
FISHERIES AGENCY

MINISTRY OF AGRICULTURE AND FORESTRY
KASUMIGASEKI, CHIYODAKU, TOKYO, JAPAN

Digitized by the Internet Archive
in 2026

https://archive.org/details/technical-report-fishing-boat_1956-01_7

目　　次

軽合金漁艇による船体強度実験 ……………………………………………………和田正三…(1)

漁船機関のシリンダ等の摩耗について—VI （クローム鍍金シリンダの実地試験）……………………… …………………………………………………………草間喜代松、山田敏夫…(13)

漁船機関のシリンダ等の摩耗について—VII （部分クローム鍍金シリンダの実験）……………………… …………………………………………………………草間喜代松、山田敏夫…(23)

漁船機関のシリンダ等の摩耗について—VIII （冷却水温度の影響）………………三浦喜晃、石渡　晃…(37)

磁気羅盆に関する研究—V （制動液とダンパーに関する実験　第1報）………石井謙治、鈴木　裕…(53)

磁気羅盆に関する研究—VI （試作極地用磁気羅盆の実験　第1報）……………石井謙治、鈴木　裕…(75)

Contents

Structural Strength Investigations on Alminium Fishing Boat ………………Shozo Wada…(1)

On Cylinder Wear in Diesel Engines VI (Results of porous chromium plated by practical use) ………………………………Kiyomatsu Kusama, Toshio Yamada…(13)

On Cylinder Wear in Diesel Engines VII (Cylinder of knurled and chromium plated partly) ………………………………Kiyomatsu Kusama, Toshio Yamada…(23)

On Cylinder Wear in Diesel Engines VIII (Effect on temperature of Cooling Water) ………………………………Yoshiaki Miura, Akira Ishiwatari…(37)

Study on Magnetic Compass Bowl - Report V (Experiments on Compass liquid and Damper) ………………………………Kenji Ishii, Hiroshi Suzuki…(53)

Study on Magnetic Compass Bowl-Report VI (Experiments on High Latitude Compass Bowl, No. 1) ………………………………Kenji Ishii, Hiroshi Suzuki…(75)

軽合金漁艇による船体強度実験

和田　正三

概　　要

本実験はアルミニウム漁艇（8.50 m×2.61 m×1.00 m）について次の計測を行うため、横須賀の東造船所に於て行つたものである。

1. 既知の曲げモーメントに対し船体の受ける縦応力の分布。
2. 船体の撓み。
3. 既知の剪断力による剪断応力の分布。

実験は船体を前後部の吊上装置にて吊上げ、之にコンクリートバラストを船体中央部附近に積込みサギング状態として行つた。

実験結果は実測値と理論計算値とは比較的よく一致し、特に中性軸の位置及び外板の測定応力は殆ど合致した。

縦応力の分布から得られた一般的結論としては、次の諸点を考慮して単純梁理論が適用されることが認められた。

1. 現在の如き構造方式では、断面の慣性力率の算定に際しては木材及び甲板室は除外すべきである。
2. 総ての連続せる縦通材のみが完全に有効と考えられる。
3. 計測値は成可く多く求めその平均値をとるべきである。

Structural Strength Investigations on Aluminium Fishing Boat

ABSTRACT

The experiments described in this paper were tried on an Aluminium fishing boat (8.50 m×2.61 m×1.00 m) at Azuma Shipyard Co. Ltd. in Yokosuka.

Three major tests were planned, namely:

1. To study the distribution of stresses caused under the known longitudinal bending moments around the section Fr. 0 (a midship) and Fr. 3a.
2. To measure the maximum deflections under loads.
3. To study the distribution of shearing stresses around a section near Fr. 6a under known shearing forces.

For the purpose of these tests, the boat was lifted by the fore and aft slings, and loaded by concreat ballasts.

The difference between the theoretical and actual stresses was rather small in all the trials, and especially quite small in the location of the neutral axis and around the hull plating.

The conclusion obtained from the distribution of longitudinal stress of this boat is that the simple beam theory can be used under the following conditions:—

1. The wood part and deck house should not be considered for the calculation of the moment of inertia of the section.
2. All continuous longitudinal materials should be considered as fully effective members.
3. The measured values must be as many as possible, and calculation should be made by the mean value.

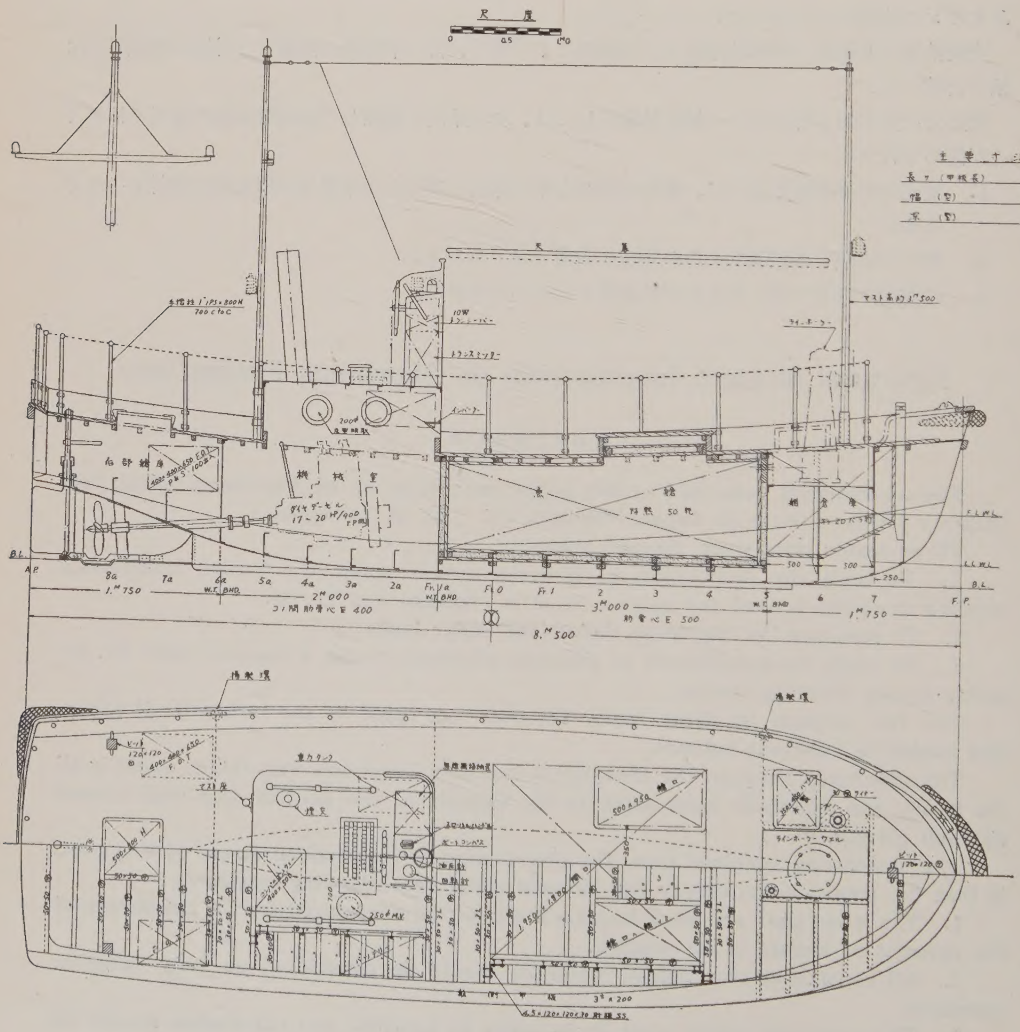
はしがき

鮪延縄漁船の大型化に伴い漁撈能率の向上を計るため、搭載漁艇で揚縄を行うようになつた。この漁艇は多くの場合アルミニウム合金で製作されて居り、その中全熔接構造を用いたもので操業中さしたる外力を受けないのに船底に亀裂を生じたものがあるので、この原因を究明するため今回東造船で建造された漁艇に既知の外力を加え、船体表面の歪分布及び船体の撓みを計測し、その結果を基として操業時に船体の受ける応力を推定したものである。

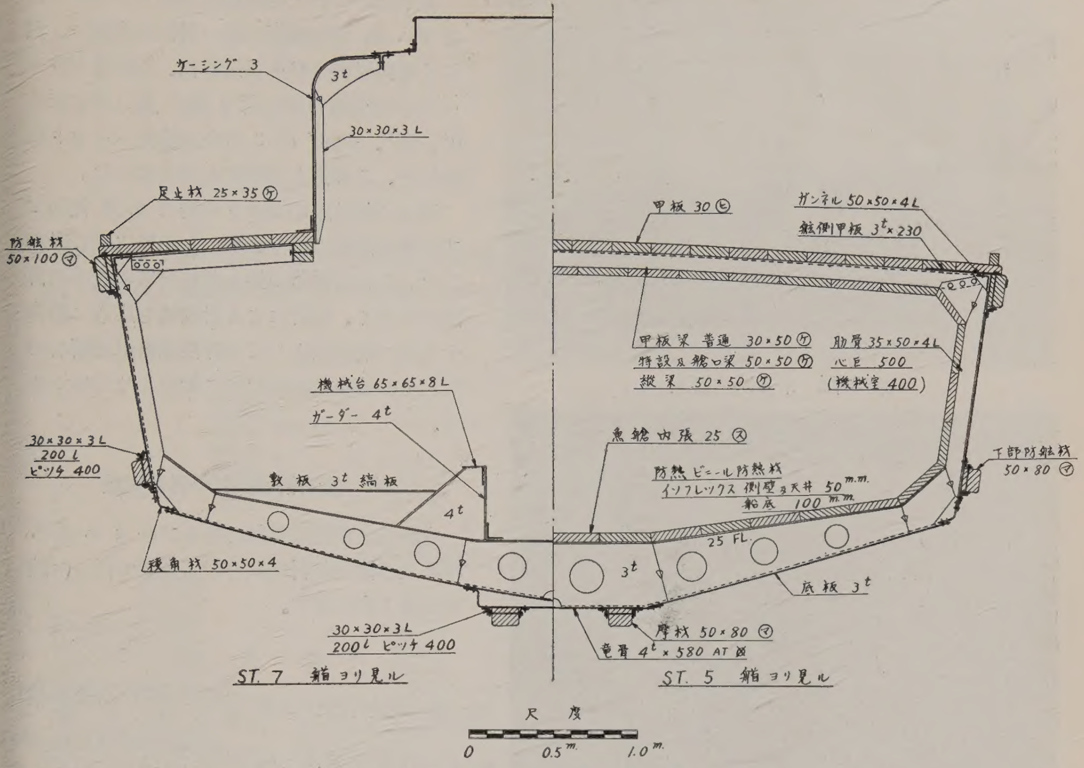
計測結果は比較的計算値と合致し、且つ種々興味ある問題を示しているので以下にその大要を報告する。

1. 供試艇の要目及び船体構造

本実験に供した漁艇はアルミニウム合金 52 S で造られ、その一般配置図を第1図に、船体構造の縦応力分布を測定した中央断面の構造を第2図に示してある。船体は鋲構造横肋骨式で、外板の横縁のみを熔接している。



第1図　一般配置



第 2 図　中央切断

本漁艇の主要項目は次の通りである。

全　長	8.50 米
幅	2.61 米
深　さ	1.00 米
主　機	ダイヤデーゼル 17 馬力
軽荷重量	3.384 瓲
船　主	大洋漁業株式会社
造船所	東造船株式会社

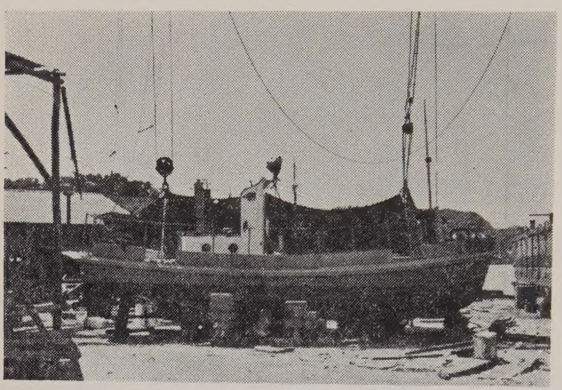
2. 実験方法

船体を東造船のクレーンの下で第3図に示すように、Fr. 6a 及び Fr. 5 の吊上金具を利用して 2 点にて吊上げ（支点間距離 5 米）、この場合を計測の原点とし、これにコンクリートバラスト 1 瓲及び 2 瓲を船体中央部に積込みサギング状態となし、次にこの逆の順序で元に戻し、その間各状態に於ける船体表面の歪分布並びに船体撓度を計測した。

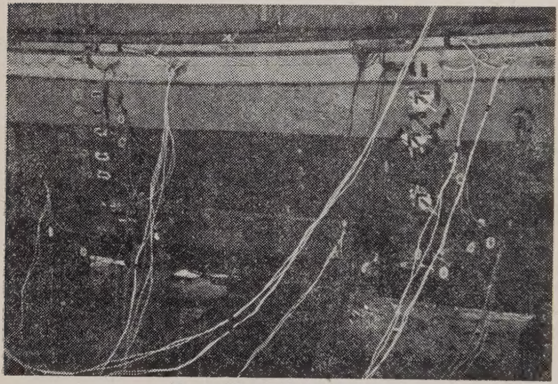
本実験は昭和 29 年 8 月 17 日に行はれ、当日の天候は晴、気温は 33℃ であつた。

3. 計測方法

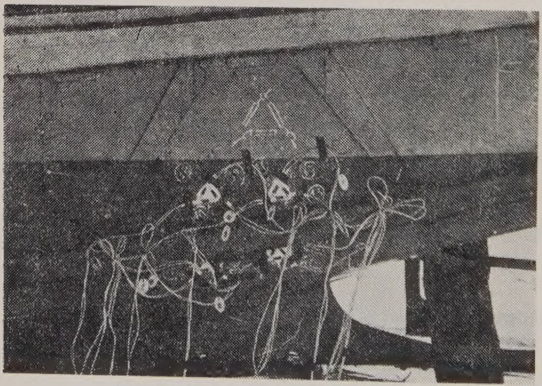
船体構造の縦応力は第 4 図に示すように Fr. 0 及び Fr. 3a の切断面の外板の表面に新興通信 KK 製のゲージ長 20 粍、抵抗値 120 オームの電気抵抗線を貼付け歪を測定し、この値を応力に換算した。



第 3 図　吊上時の写真



第 4 図　歪計貼付写真



第 5 図　Fr. 6a 歪計貼付写真

軽 荷 状 態

船殻及艤装	2,228 瓩	
鋲及釘類	160 〃	
塗料及マキハダ類	80 〃	
造機及電気	916 〃	
計	3,384 〃	

又吊上点で最大剪断応力の働くと考えられる Fr. 6a の切断面に近い外板の表面に、同じく新興通信のゲージ長 8 粍、抵抗値 120 オームの電気抵抗線歪計を第 5 図に示す如く 0°、60°、−60° の 3 方向に等角ロゼットに貼付け、この値より剪断応力を求めた。

撓みは船首尾のビットの間に 0.16 粍のピアノ線を両舷に張り、Fr. 0 の処に於て計測した。これは船体の撓み曲線を求めるのが目的ではなく、歪計による計測値を応力に換算するのに構造物としての弾性係数が必要なので、この値を求めるために測定したものである。

4. 主要構造部材の材料試験

本艇の主要構造部材であるアルミニウム 52S 及び欅の材料試験を当研究室で行つた結果を第 1 表に示す。

第 1 表

名称	試験片形状	比重	含水率	引張強 σ_B	弾性係数 E
			%	kg/mm²	kg/mm²
AL 52 S	J.E.S. 5 号	2.55		21.35	7,870
欅	J.E.S.	0.67	19.5	11.40	1,235

5. 重量曲線及び浮力曲線

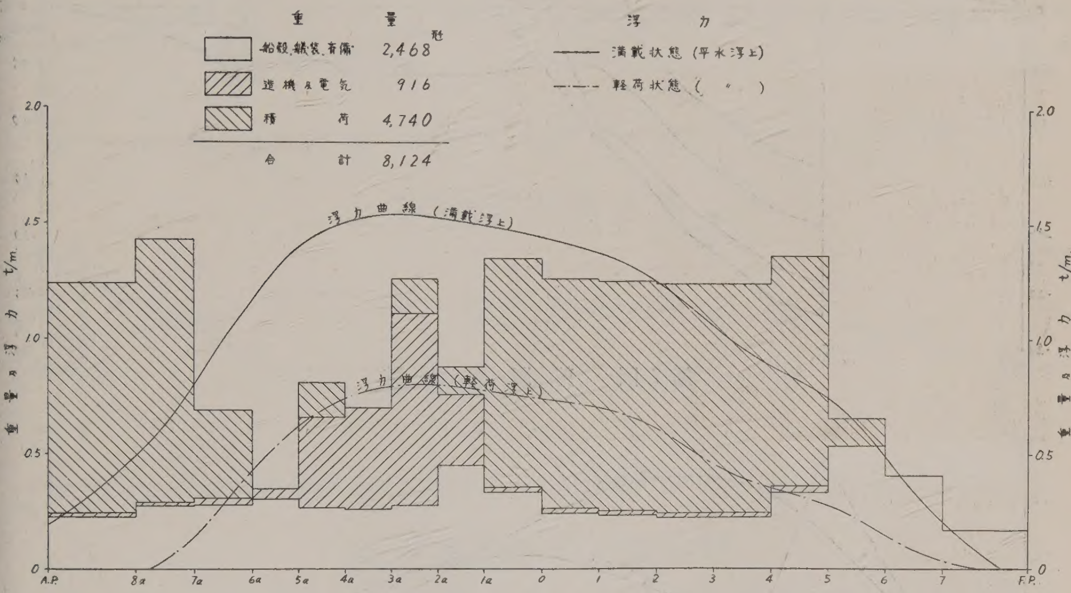
本艇に用いた主要材料の比重の実測値は次の通りであつた。

AL 52 S	2.55	欅	0.75
桧	0.54	杉	0.44
イソフレックス	0.0212		

上記の値を用いた重量計算を行うと、軽荷状態（実験時）及び満載状態に於ける重量区分は次の如くなりこの重量及び重心位置は傾斜試験時の値と殆ど変らない。

満載状態		
	軽荷重量	3,384 瓩
	乗員及所持品	300 〃
	燃料	240 〃
	漁具	1,200 〃
	漁獲物	3,000 〃
	計	8,124 〃

上記の重量を船の全長に亙り1肋骨心巨毎に配分して第6図に示す重量曲線を得た。
次に軽荷及び満載時に於ける浮力曲線をボンジャン曲線より求め、第6図に重ねて記入した。



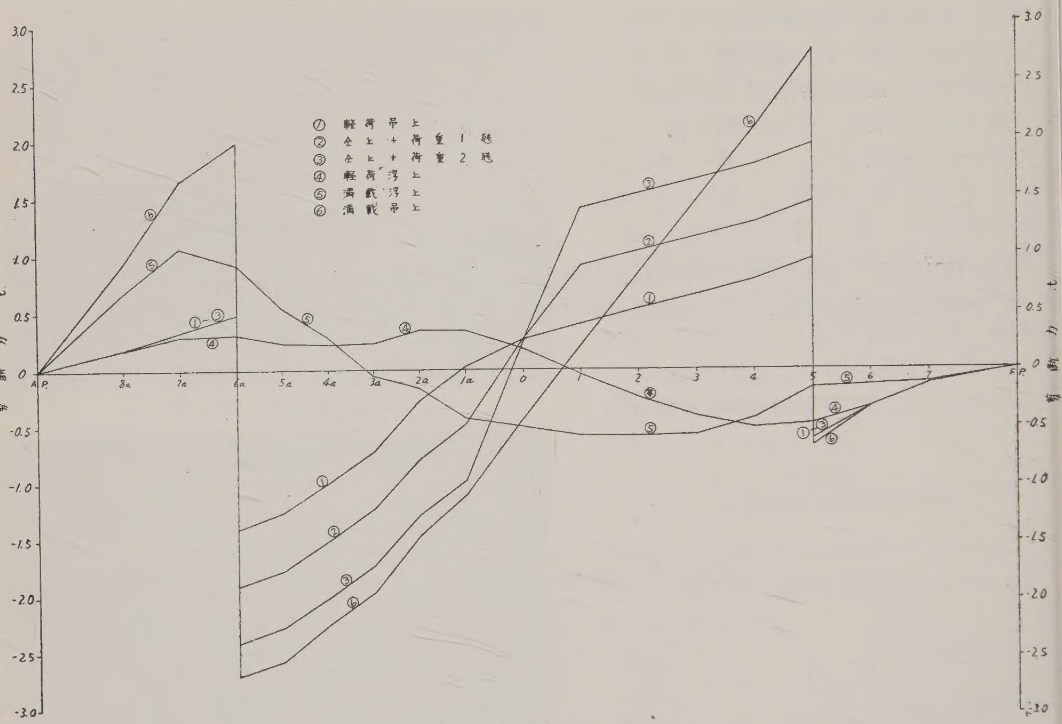
第6図　重量曲線及浮力曲線

6.　剪断力曲線及び曲げモーメント曲線

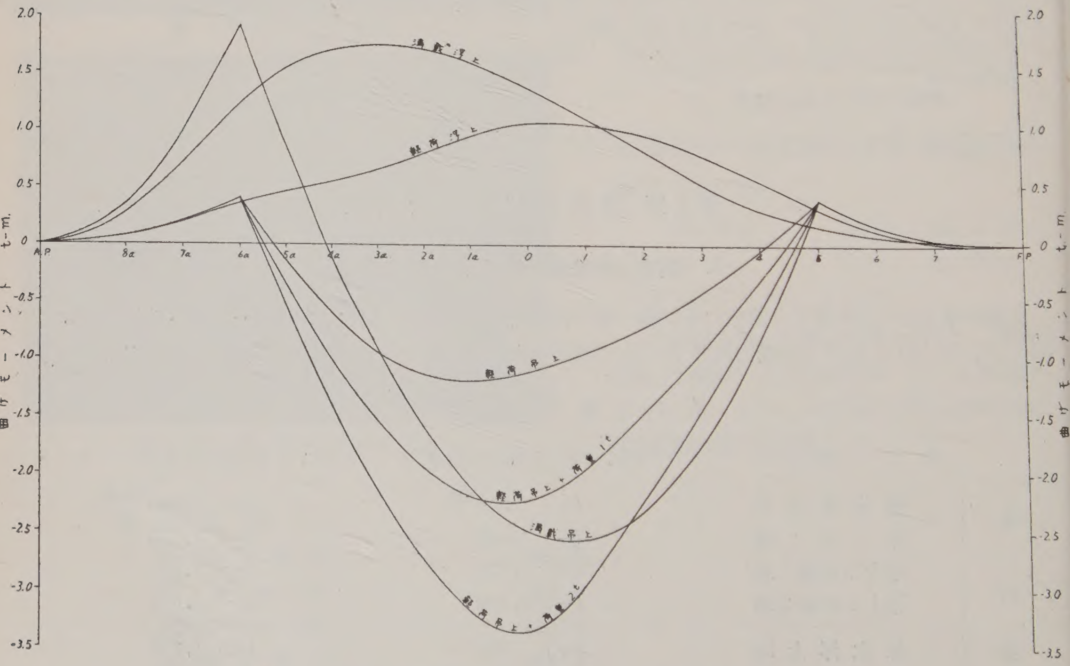
重量曲線及び浮力曲線より求めた各状態に於ける剪断力曲線を第7図に、曲げモーメント曲線を第8図に示すが、Fr. 6a に於ける剪断力及び Fr. 0 に於ける曲げモーメントの値は第2表の通りである。

第　2　表

状態		Fr. 6a に於ける剪断力	Fr. 0 に於ける曲びモーメント
軽荷	静水浮上時	(+)　310 kg	(+) 1,060 kg-m
	吊上時	(−) 1,400	(−) 1,100
	吊上+荷重1瓲	(−) 1,900	(−) 2,220
	吊上+荷重2瓲	(−) 2,400	(−) 3,350
満載	静水浮上時	(+)　920	(+) 1,355
	吊上時	(−) 2,690	(−) 2,480



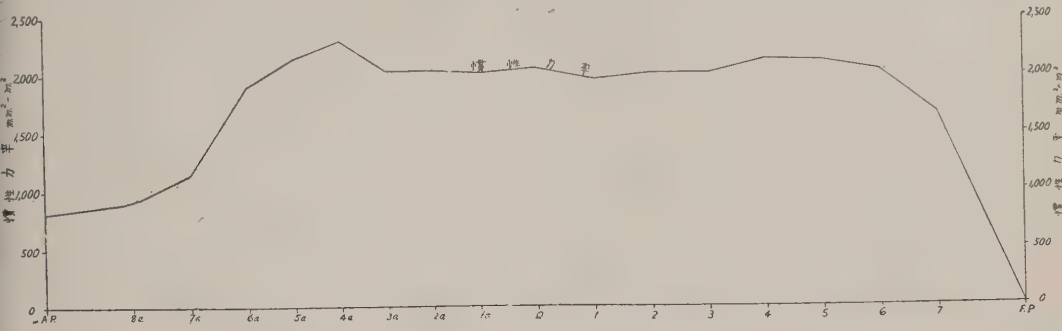
第7図 剪断力曲線



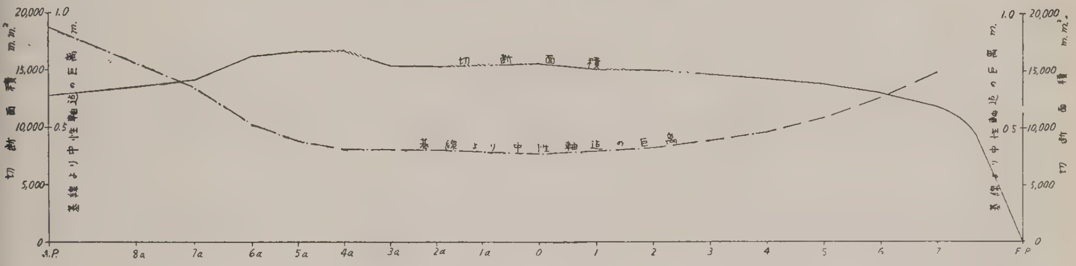
第8図 曲げモーメント曲線

7. 断面の慣性力率

中央切断図に示される如く、縦強度に寄与していると考えられるのはアルミニウムの竜骨、外板、梁上側板及び彎曲部、舷縁の2個の山形材であり、木材の滑り、上下部防舷材及び木甲板はその取付方式から見て荷重の低い場合には有効と考えられないので、アルミニウム部分のみをとり各断面につき、切断面積、断面の慣性力率及び中性軸の位置を計算すると第9図に示すようになる。



第9図 (A) 慣性力率



第9図 (B) 切断面積及び中性軸の位置

歪計を貼付けた断面の Fr. 0 及び Fr. 3a に於けるこれらの値を第3表に示し、尚参考のため木材も有効と考えた場合の値をも併記した。

第 3 表

切断面位置	ALのみ有効とした計算			木材も有効とした計算		
	切断面積	断面の慣性力率	基線上中性軸の位置	切断面積	断面の慣性力率	基線上中性軸の位置
	mm²	mm²-m²	m	mm²	mm²-m²	m
Fr. 0	15,610	2,072	0.384	21,630	3,673	0.493
Fr. 3a	15,420	2,040	0.403	21,440	3,588	0.513

但し木材の弾性係数はアルミニウムの 1/10 として計算した

8. 構造物としての見掛の弾性係数

曲げモーメント曲線の二重積分より得た撓みを第10図に示しこの値と撓みの測定値から構造物としての見掛の弾性係数を求めると第4表に示すようになる。但し剪断力による撓みは Dahlmann の近似式を用い計算した。

第 10 図　理論計算による撓み (Ey_b) 曲線

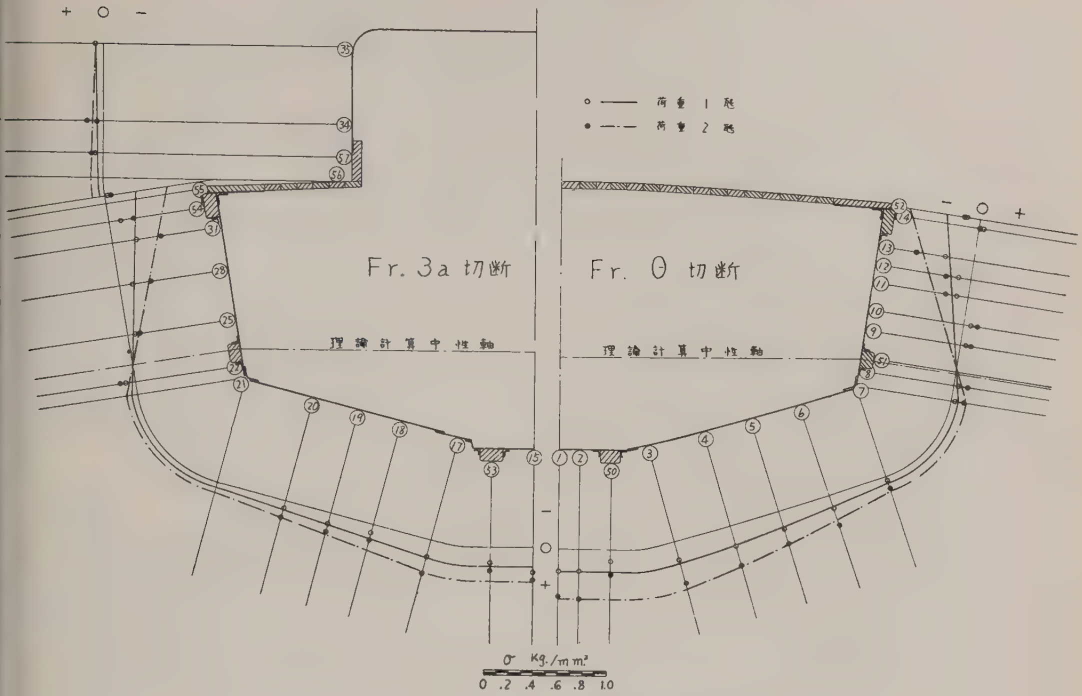
第　4　表

状　　　態	撓み測定値	AL のみ有効とした計算		木材も有効とした計算	
		Ey_b	見掛の E	Ey_b	見掛の E
	mm	kg-m/mm²	kg/mm²	kg-m/mm²	kg/mm²
軽 荷 吊 上 時	0	2.04	—	1.05	—
同上 ＋ 荷重 1 瓲	0.39	4.04	6,400	2.15	3,385
同上 ＋ 荷重 2 瓲	0.83	6.16	5,960	—	—
平　　　均			6,180		3,385

第 4 表に示す構造物としての見掛の弾性係数を材料試験より得たアルミニウム 52 S の弾性係数 7,870 kg/mm² と比較すると、木材も縦強度に有効と考えた場合には 3,385 kg/mm² と材料自身の弾性係数の 43 % になり、アルミニウム部分のみが有効とした場合には 6,180 kg/mm² と材料自身の弾性係数の 78.5% になる。Biles の実験ではこの値は 67% であり、普通商船では 70～80% と云はれている。本艇の場合は船も小さく、外板の横縁はすべて熔接されているのでこの 78.5% という値、即ちアルミニウム部材のみを有効と考えた方が妥当と考えられる，

9. 曲 げ 応 力

前項の計算より求めた構造物としての見掛の弾性係数 6,180 kg/mm² を用い、歪の測定値を応力に換算すると、第 11 図及び第 5、6 表に示すようになり、アルミニウム部材のみ縦強度に有効として単純梁理論より求めた応力の計算値と比較的よく合致している。



第 11 図 Fr. 3a 及び Fr. 0 切断面の縦応力分布

第 5 表 F. 0 切断面に於ける曲げ応力

切断面積 15,610 mm² 断面の慣性力率 2,072 mm²-m² 基線より中性軸迄の距離 0.384 m

計測位置	荷重 1 瓲			荷重 2 瓲		
	応力計算値	歪測定値	応力測定値	応力計算値	歪測定値	応力測定値
	kg/mm²	$\times 10^{-6}$	kg/mm²	kg/mm²	$\times 10^{-6}$	kg/mm²
50 滑り（木）	0.249	18	0.111	0.500	37	0.229
1 竜骨	0.221	32	0.198	0.445	64	0.396
2 〃	〃	30	0.185	〃	68	0.420
3 船底外板	0.208	24	0.148	0.417	57	0.352
4 〃	0.169	27	0.167	0.351	54	0.334
5 〃	0.143	21	0.130	0.288	44	0.271
6 〃	0.106	20	0.123	0.213	40	0.247
7 稜角縦通材	0.062	4	0.025	0.125	15	0.093
8 船側外板	0.034	3	0.019	0.070	16	0.099
9 〃	−0.057	6	0.037	−0.115	12	0.074
10 〃	−0.103	7	0.043	−0.206	16	0.099
11 〃	−0.163	−17	−0.105	−0.328	−32	−0.198
12 〃	−0.202	−18	−0.111	−0.405	−35	−0.216
13 〃	−0.244	−40	−0.247	−0.490	−78	−0.482
14 上部防舷材当金	−0.315	4	0.025	−0.633	0	0
52 梁圧材（木）	−0.337	−19	−0.117	−0.676	−21	−0.130

第 6 表 Fr. 3a 切断面に於ける曲げ応力

切断面積 15,420 mm^2　断面の慣性力率 2,040 mm^2-m^2　基線より中性軸迄の距離 0.403 m

計測位置	荷重1瓲			荷重2瓲		
	応力計算値	歪測定値	応力測定値	応力計算値	歪測定値	応力測定値
	kg/mm^2	$\times 10^{-6}$	kg/mm^2	kg/mm^2	$\times 10^{-6}$	kg/mm^2
53 滑り(木)	0.123	20	0.124	0.251	31	0.192
15 竜骨	0.109	33	0.204	0.222	43	0.266
17 船底外板	0.097	22	0.136	0.198	45	0.278
18 〃	0.078	11	0.068	0.159	20	0.124
19 〃	0.067	15	0.093	0.136	25	0.155
20 〃	0.052	10	0.062	0.107	22	0.136
21 稜角縦通材	0.031	—	—	0.063	—	—
22 船側外板	0.017	12	0.074	0.034	19	0.117
25 〃	−0.038	−11	−0.068	−0.078	−17	−0.105
28 〃	−0.093	−18	−0.111	−0.190	−42	−0.259
31 〃	−0.143	−32	−0.198	−0.292	−64	−0.395
54 上部防舷材(木)	−0.166	−16	−0.099	−0.338	−33	−0.204
55 梁圧材(木)	−0.187	—	—	−0.380	—	—
56 木甲板(木)	−0.198	−4	−0.025	−0.403	−8	−0.049
57 甲板室縁材(木)	—	9	0.056	—	12	0.074
34 甲板室側壁	—	8	0.049	—	21	0.130
35 〃	—	11	0.068	—	11	0.068

以上の結果を見ると木材に貼付けた歪計は非常に値がまちまちであり、その値から見ても余り縦強力に寄与しているとは考えられない。これは現在の木材の取付方法によるものなのか、又は木材ボルト孔の余裕があるため荷重の小さい間は木材に応力が伝達されないのか、今後の研究に俟つべき問題と考えられる。又甲板室も殆ど縦強力に対しては有効でないことが判る。

然し撓みの計算と同じく木材は縦強度に対し有効でないと考えた場合の方が、中性軸の位置も応力の換算値も理論計算によるものと比較的良く合致しているし、縦強力の計算に於ては木材を考えぬ場合の方が安全側にあるため、かかる構造方式に対しては木材は考慮しない方がよいと思はれる。

この実験結果から最悪状態、即ち満載吊上時に船体の受ける最大応力を算出すると、竜骨で 0.76 kg/mm^2、梁上側板で 1.15 kg/mm^2 となり、何れも材料自身の強度から見ると問題にならない。従つてこの漁艇の縦強度は十分と考えられる。

10. 剪断応力

剪断応力を求めるため、最も剪断力の大きい Fr. 6a 附近の舷舷側外板の中性軸附近に抵抗線歪計を等角ロゼットとして貼付けたのであるが、歪の値が小さく計測誤差の範囲内に入つてしまい巧く計測出来なかつた。

従つて余り信頼性はないが、その中の1ヶ所について示すと第 12 図の如くなり、この歪の値を用い剪断応力及び主応力を求めると、第 7 表に示されるように太田友弥氏の近似式にて算出したものと略々一致する。

第7表　荷重1瓩の場合の剪断応力

歪計番号	主　歪 e_1	主　歪 e_2	主応力の水平軸となす角
	$\times 10^{-6}$	$\times 10^{-6}$	°
38. 39. 40	+8.83	−7.83	43.2

主応力 σ_1	主応力 σ_2	剪断応力測定値 τ_{max}	剪断応力計算値 τ_{max}
kg/mm²	kg/mm²	kg/mm²	kg/mm²
+0.034	−0.043	0.038	0.045

但し　弾性係数　$E=6,180$ kg/mm²
　　　ポアソン比　$\nu=0.34$ とす

この結果から最悪状態、即ち満載吊上時に於ける最大剪断応力を求めると 0.34 kg/mm² となり、曲げ応力に比べ小さく問題にならない。

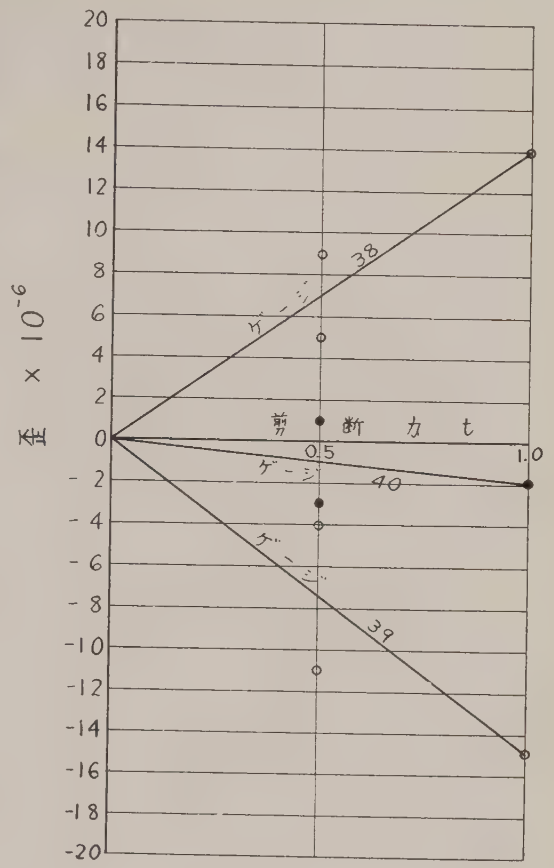
む す び

試験結果は比較的実測値と理論計算とが一致し、特に中性軸の位置及び応力の大きい部分の測定値はよく合つている。

この試験結果から得られた一般的結論としては、次の諸点を考慮して単純梁の計算が適用されることが認められた。

（1）　本漁艇のような構造方式では、断面の慣性力率の算定に際しては木材及び甲板室は除外すべきである。

（2）　総ての連続せる縦通材のみが完全に有効と考えられる。



第12図　剪断力

（3）　計測値は成可く多く求め、その平均値をとるべきである。

終りに臨み本実験に御協力頂いた東造船株式会社及び大洋漁業株式会社に対して衷心より厚く御礼申上げる次第である。

漁船機関のシリンダ等の摩耗について—VI
(クローム鍍金シリンダの実地試験)

草間喜代松　山田敏夫

概　　要

漁船機関のシリンダの摩耗対策の一つとして、ポーラスクローム鍍金をとりあげ、多数の試作品について地上の耐久運転試験（600 時間位宛）を繰返し、遂に信頼性充分な優秀なものが出来る様になつたことは嘗つて報告した。然し地上では充分な長時間運転は容易でないので、それ以上は実際漁船にとりつけて実用して貰うことにした。其の結果を逐次報告したいと思う。本報告はその第一回で、従来のシリンダでは使用時間約 1,400 時間で交換していたのに対し、クローム鍍金シリンダは既に 6,000 時間以上になるが、今後尚 6,000 時間位は裕に使用出来る見込みである。

On Cylinder Wear in Diesel Engines VI
(Results of porous chromium plated cylinder by practical use.)

ABSTRACT

Formerly we reported that as a counter measure to cylinder wear in diesel engines, we adapted porous chromium plating of cylinder, and that be many trial manufacturings and duration tests of engines (absut 600 hours) on the ground, we made possible to produce excellently durable and reliable ones. This is the first report of the porous chromium plated cylinder. But as it is impossible by ground test to ascertain its durability of very long time, further tests are left on practical test in fishing boat engines in service.

Under practical test, the cylinders have been used for about 6,000 hours already and promisses further 6,000 hours durability. This is far better than the present cylinders which have 1,400 hours of mean life. Results will be repoted gradually.

1. まえがき

漁船機関のシリンダの摩耗対策の一つとしてポーラスクローム鍍金を研究し、多数の試作シリンダの耐久運転試験を地上で繰返えし、遂に信頼性のある優秀なものが出来る様になつたことは既に報告した（漁船研究技報第 3 号及び第 4 号）。この耐久試験は 600 時間宛であつたが、それには 5 ケ月位宛の日数がかかつた。また、その耐久試験は標準出力で行つたものであるから、実際漁船で運転される事情とは大分異つているし、更に地上と海上とでは機関自体の環境も違うので、シリンダにとつてもどんな事態が起るとも限らない。例えば多少の海水を吸引することは避けられないが、その量が多ければ、クローム層が塩酸におかされて、摩耗が速くなることも考えられる。それで、これ以上の耐久試験は実際漁船で実用して貰い、定期的に点検してゆくことにした。実地試験に供されているクローム鍍金シリンダは現在約 20 本あるが、本報告以外のものは、漁船にとりつけて後未だ 1 ケ年位で充分な資料を得ていない。

2. 試験船及び供試シリンダ

クローム鍍金シリンダの本実地試験を引受けた漁船は次の通りである。

横須賀市長井　　長盛丸　(KN 3-2462)　　船主　鈴木清吉

1.5 屯　　長 21 尺　　巾 5 尺 7 寸　　木造

主　　機　　ダイヤデイゼルⅡ型　610851 号

標準出力　　8 HP　900 R.P.M.

昭和 26 年 11 月 30 日据付

試験に供したクローム鍍金シリンダは、当研究室で摺合 20 時間及び標準出力運転 600 時間行つたもので、其の時の成績等は漁船研究技報第 4 号に明記してある。

3. 実 験 経 過

供試シリンダを試験船の主機関に組立て、稼動開始したのは昭和 28 年 5 月 10 日で、現在（昭和 30 年 7 月 14 日）迄の運転時間の詳細は第 1 表に示す通りである。即ち実動日数合計 524 日、総運転時間 5,732 時間である。この間、船主が研究室に来て直接報告すること 2 回、書類による報告 3 回、ダイヤデイゼル三崎代理店から本件に関する報告 2 回、又当方から出かけて報告を受け又実状を調査すること 6 回あつて、経過の大要は把握出来たと思う。

其の使用程度は、全く同船の従来と異らないもので、漁場えの往復は大体標準出力で運転し、漁場では低回転運転を続行し、たえずクラッチの着脱を行い、又夜間は発電機駆動にも使われた。運転は標準出力で 45%、低回転で 55% の割合であつた。使用燃料は主に軽油、又潤滑油は 50 番モビールである。主機関の部品交換、潤滑油の交換等も同表に記入してある。

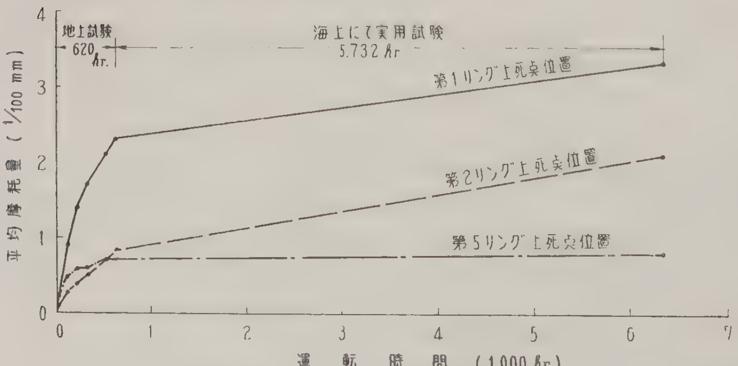
4. 実 験 成 績

供試シリンダは、嘗つて当研究室で地上運転総計 620 時間行つたもので、其の時の内径寸度と本実験による内径寸度を第 2 表に、又其の摩耗経過を第 1 図に示した。最大摩耗部の摩耗率の平均値は、地上試験では 100 時間に 3.5/100 mm であつたが、本実験では 0.2/100 mm 以下であつた。地上試験ではB重油を使用し標準出力で運転されたのに対し、実地試験では軽油が使われ、又全運転時間の過

第 2 表　シリンダ内径計測値　　基準：110 mm　単位：1/100 mm

計測位置	1	2	3	4	5	6	7	8	9	備　　考
運転前	6.8	5.7	5.0	4.6	4.2	3.4	3.9	3.6	6.8	
620 時間後	6.9	8.0	6.0	5.3	4.5	3.6	3.8	3.6	6.8	地上試験
差	0.1	2.3	1.0	0.7	0.3	0.2	−0.1	0.0	0.0	
6352 時間後	6.8	9.0	7.3	5.4	4.5	3.7	3.9	3.6	7.0	海上にて実用試験 5,732 時間後
差	−0.1	1.0	1.3	0.1	0.0	0.1	0.1	0.0	0.2	

註：　クランク軸方向及び回転方向の計測値の平均値を以て示す。



第 1 図　シリンダ摩耗経過

第1表　長盛丸主機クローム鍍金シリンダ実験経過

月日	標準出力運転時間	低速運転時間	備考
昭28			
5-10	1	1.5	
11	9	0	
12	4	7	
15	5	7	
16	5	7	
17	4	8	
18	2	1.5	
19	6	7	
20	6	7	
21	5	7	
22	4	8	
23	5	6	
24	5	6	
25	4	0	
26	4	2	
27	5	2	
28	4	0	
31	3	1	
6-3	4	1	
4	6	5	
5	—	—	モビール入替
6	6	4	
8	4	2	
9	9	0	
10	3	3	
11	9	5	
12	7	6	
13	5	5	
14	5	6	
15	4	6	
16	4	6	
17	6	6	
18	5	4	
20	5	5	
22	3	3	
25	5	5	
26	4	6	
27	4	5	
28	5	5	
30	5	6	
7-1	—	—	モビール入替
2	8	2	
3	4	3	
5	5	5	
6	6	6	
7	6	5	
8	6	6	
9	5	5	
10	4	3	
11	2	2	
12	9	0	分解、清掃、点検モビール入替
17	—	—	
18	5	6	
19	5	6	
22	4	6	
23	5	6	
24	—	—	モビール入替
25	10	0	
26	6	5	

月日	標準出力運転時間	低速運転時間	備考
昭28			
7-27	6	5	
28	6	5	
29	6	6	
30	6	6	
31	6	5	
8-1	4	3	
2	6	5	
3	6	5	
5	12	0	
6	5	6	
7	4	3	
8	6	7	
9	5	6	
10	6	6	
12	6	4	
13	6	4	
17	—	—	モビール入替
18	5	4	
19	6	5	
20	6	5	
22	6	5	
23	6	5	
24	3	3	
26	5	6	
27	4	3	
30	4	5	
31	3	5	
9-1	4	4	
2	4	6	
3	4	6	
4	4	7	
5	3	5	
6	—	—	モビール入替
7	2	0	
8	2	0	
9	1	0	
10	1	0	
12	2	0	
14	3	0	
15	3	0	
16	2	0	
17	4	0	
18	7	3	
20	4	5	
21	2	4	
22	4	6	
23	2	3	
26	5	6	
27	5	5	
28	—	—	モビール入替
30	3	2	
10-3	5	6	
4	1	0	
5	1	0	
6	1	0	
7	1	0	
8	1	0	
9	1	0	

月日	標準出力運転時間	低速運転時間	備考
昭28			
10-12	5	4	
13	5	4	
14	4	3	
15	8	5	
16	—	—	モビール入替
19	8	7	
20	8	7	
22	9	8	
23	8	8	
25	8	8	
26	8	8	
29	9	7	
30	5	7	
31	6	6	
11-2	4	6	
3	4	6	
4	4	6	
5	4	7	
6	4	6	
7	2	3	
11	2	4	
12	3	4	
16	3	4	
17	4	5	
19	5	6	
20	1	0	
21	3	5	
22	4	2	
23	3	4	
25	3	4	
26	4	4	
27	2	5	中間歯車、クランクピン上メタル破損の為交換モビール入替
28	—	—	
29	—	—	
30	4	5	
12-1	3	5	
2	4	5	
4	4	4	
6	3	7	
7	2	1	
8	4	5	
9	4	4	
10	4	4	
11	3	4	
12	4	6	
13	4	6	
14	4	5	
15	3	4	モビール入替
16	5	5	
17	2	4	
19	4	5	
20	5	6	
21	4	4	
23	5	5	
27	4	5	
28	4	6	
29	4	6	
30	3	5	

第 1 表　（続）

月 日	標準出力運転時間	低速運転時間	備　　考
昭29			
1- 7	5	4	
8	3	5	
10	4	4	
12	4	4	
13	3	3	
14	4	5	
15	3	3	
16	4	5	
18	5	5	クランクピンメタル上下破損交換モビール入替
19	2	0	
20	4	6	
21	5	5	
22	4	5	
23	4	5	
24	5	5	
25	3	3	
27	4	6	
28	2	1	
31	3	5	
2- 1	2	1	
2	4	5	
3	4	5	
4	5	6	
5	5	6	
6	2	2	
7	5	6	
8	5	5	
9	5	5	
10	3	5	
13	4	5	
15	5	6	
16	5	6	
18	5	5	
20	5	6	
21	7	6	
23	4	6	
24	6	6	
25	4	3	
27	—	—	モビール入替
3- 1	5	6	
2	3	2	
3	5	6	
8	4	3	
9	5	6	
10	5	6	
12	6	6	
13	4	6	
14	5	6	
15	5	5	
16	5	6	
17	5	6	
18	5	5	
25	5	6	
26	5	6	
29	4	5	
30	4	5	
31	5	5	
4- 1	6	5	モビール入替

月 日	標準出力運転時間	低速運転時間	備　　考
昭29			
4- 2	4	5	
3	6	6	
4	5	5	
6	5	5	
7	5	4	
8	5	6	
9	5	6	
10	6	7	
5- 3	9	0	
5	5	8	
7	7	8	
8	6	8	
10	7	9	
11	7	9	
12	6	9	
13	5	8	
15	8	0	
16	6	9	
17	6	8	
18	6	8	
19	7	4	
21	8	6	
22	—	—	モビール入替
23	7	9	
24	7	8	
25	7	8	
27	8	10	
29	4	8	
30	5	7	
31	4	6	
6- 2	5	6	
3	5	6	
4	7	8	
5	7	8	
6	6	3	
9	5	7	
11	4	5	
12	5	7	
13	6	8	
14	7	8	
15	5	7	モビール入替
18	8	0	
19	4	9	
20	4	5	
21	5	9	
22	6	8	
24	5	9	
27	5	8	
28	6	9	
7- 1	2	4	
2	5	9	
3	2	9	
4	6	10	
5	2	3	
7	6	9	
8	5	10	
9	7	10	
10	4	9	

月 日	標準出力運転時間	低速運転時間	備　　考
昭29			
7-13	9	0	
14	5	8	中間歯車破損ピストンピン交換モビール入替
16	—	—	
18	9	0	
19	4	8	
21	5	3	
22	5	6	
23	9	1	
25	4	7	
26	4	6	
27	5	3	
28	6	8	
30	5	6	
31	4	8	
8- 1	4	5	
2	3	6	
3	5	8	
4	5	9	
5	5	9	
6	4	9	
7	5	8	
8	5	3	
9	3	11	
10	3	1	
11	4	12	
12	4	9	
18	4	8	
21	5	9	モビール入替
22	4	10	
23	5	8	
24	4	9	
26	4	9	
27	4	10	
29	5	8	
30	4	10	
9- 1	4	10	
3	6	10	
4	3	6	
5	5	10	
6	4	8	
7	5	9	
8	5	8	
9	5	9	
10	5	9	
11	4	2	
12	8	7	
16	5	7	
17	4	8	
20	5	8	
21	5	7	
22	6	7	
23	6	7	
24	—	—	モビール入替
25	5	7	
27	3	1	
28	3	1	
29	4	1	
30	4	2	

第 1 表 (続)

月 日	標準出力運転時間	低速運転時間	備 考
昭29			
10- 1	4	2	
2	6	8	
3	7	7	
4	5	8	
5	6	8	
6	6	7	
8	5	8	
9	5	7	
10	6	7	
12	4	6	
13	2	3	中間歯車破損
14	3	6	モビール入替
15	5	8	
16	5	8	
17	6	7	
20	6	8	
22	5	6	
23	5	7	
24	4	9	
25	5	8	
29	6	8	
30	4	8	
31	5	6	
11- 1	7	6	
2	8	7	
3	9	8	
4	10	8	
5	8	9	
6	9	8	
7	7	5	
8	8	9	
9	6	8	
10	7	9	
12	6	10	
13	6	9	
14	7	5	中間歯車破損
16	—	—	焼入品に交換
17	7	9	モビール入替
18	4	5	
19	3	3	
20	3	2	
23	4	5	
24	4	9	
25	5	9	
26	4	7	
27	3	4	
28	5	9	
30	8	9	
12- 1	5	7	
2	5	8	
4	4	8	
5	5	7	
6	5	8	
7	6	8	
8	4	8	
11	5	8	
12	5	8	
13	4	9	
14	—	—	モビール入替

月 日	標準出力運転時間	低速運転時間	備 考
昭29			
12-16	5	8	
17	5	9	
18	3	9	
19	5	8	
21	5	9	
24	6	9	
25	4	9	
27	4	8	
28	5	8	
29	5	8	
30	4	8	
昭30			
1- 6	4	6	
7	5	8	
9	5	8	
12	4	7	
13	5	7	
14	5	6	
19	4	6	
23	4	7	
24	5	7	
25	6	7	
27	6	5	
28	5	6	
29	—	—	モビール入替
2- 1	6	7	
2	5	7	
3	4	7	
5	5	7	
6	5	7	
7	5	6	
9	5	8	
10	5	8	
13	4	8	
14	4	8	
16	5	6	
17	6	6	
18	3	8	
19	4	8	
21	4	7	
22	5	8	
27	3	7	
3- 1	5	7	
2	3	7	
3	6	6	
4	4	5	
5	4	7	
6	5	8	
7	5	8	
8	—	—	モビール入替
10	5	7	
11	4	7	
12	4	8	
14	5	7	
15	5	8	
16	4	8	
17	4	7	
25	4	7	

月 日	標準出力運転時間	低速運転時間	備 考
昭30			
3-27	4	6	
29	5	6	
30	5	7	
4- 4	5	7	
5	5	9	
6	5	6	
9	3	4	
12	4	6	
14	4	7	
15	6	8	
16	6	7	
18	5	6	
20	6	8	
21	6	8	
22	5	7	
25	6	8	
26	6	7	
27	—	—	モビール入替
28	8	8	
29	7	8	
30	6	8	
5- 2	6	8	
3	6	7	
5	6	8	
6	5	5	
7	5	7	
8	6	8	
9	5	8	
10	6	8	
11	5	7	
12	4	5	
13	8	7	
14	5	6	
15	7	8	
16	8	8	
17	9	8	
20	5	8	
21	5	7	
22	5	8	
23	5	8	
24	5	7	吸排気弁交換
25	5	7	
26	12	13	
27	9	6	モビール入替
28	8	7	
31	4	8	
6- 2	9	10	
5	9	10	
6	4	8	ピストンリン
7	3	5	グピストンピ
9	5	7	ン交換クラン
10	5	8	クピン上メタ
11	4	6	ル破損交換
13	6	8	
14	6	9	
15	5	7	
17	6	8	
18	6	8	

第 1 表 (続)

月 日	標準出力運転時間	低速運転時間	備 考
昭30			
6-20	5	8	
22	6	7	
23	5	7	
24	6	8	
25	4	5	
26	3	4	
27	6	8	
28	5	7	
29	3	0	主軸受調整 モビール入替
30	6	8	

月 日	標準出力運転時間	低速運転時間	備 考
昭30			
7- 1	5	8	
2	6	8	
3	5	7	
8	6	8	
9	6	8	
10	5	8	
11	5	7	
12	6	8	
13	5	8	
14	6	8	

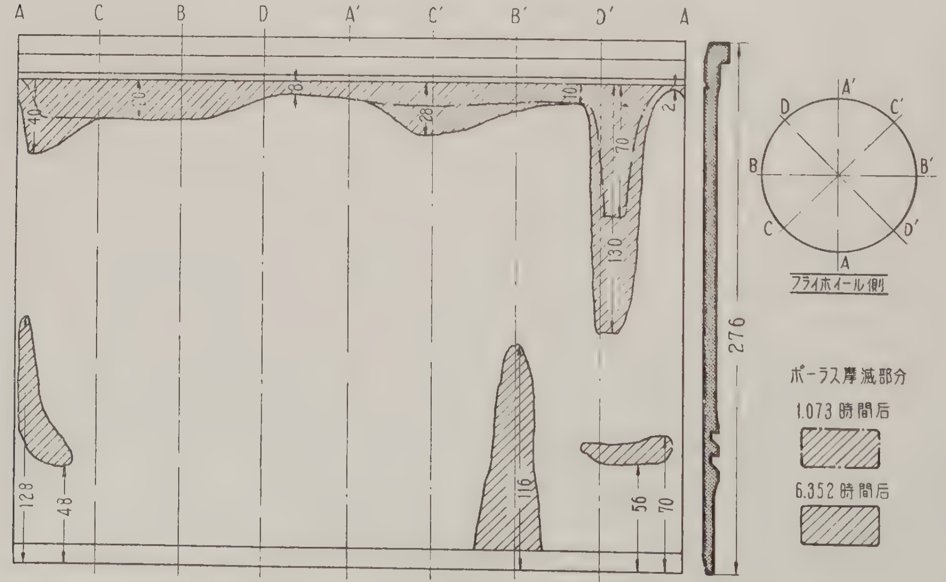
月 日	標準出力運転時間	低速運転時間	備 考
昭30 7-15	—	—	シリンダ内径計測外面点検 ピストンリングピストン交換

総 計

日数	標準出力運転時間	低速運転時間	運転時間合計
524	2582	3150	5732
	45%	55%	100%

半は軽負荷で運転された為であろう。従来のこのシリンダ (FC 23 鋳鉄) の寿命は、実地では略 1,400 時間 (約 8 ヶ月) であるのに対し、供試シリンダは既に総計 6,352 時間 (地上 620 時間、海上 5,732 時間) 使用されて、その最大摩耗部の摩耗量は現在総計 3.3/100mm で、今後尚 6,000 時間は使用可能の状態である。

供試シリンダのクローム鍍金面の多孔性は、昭和 28 年 7 月 17 日点検の際は第 2 図 (見取図) の如く消失した部分があたが、昭和 30 年 7 月 15 日点検の際は同図に示す如く大分拡大していた。然し其の合計面積は総面積に比すれば僅少なので、尚実用差支えないと認められる。特に本試験機関の如く油飛沫によりシリンダ内壁の潤滑が行われるものでは、そのシリンダのスカート部に油が滞在すれば大体その目的が果されるのであるから、上死点附近の多孔性が失われてもスカート部の多孔性が健在な間は、実用可能と考えられる。尚本実験の如くスカート部の多孔性が若干失われているのは、シリンダ挿入による僅かの変形によるもので大抵のシリンダライナーでは止むを得ないものである。尚上死点部では多孔性が消失しても運転上何等差支えなく、却つて耐摩耗性が向上する傾向のあることは従来経験しているところである。



第 2 図 ポーラス摩滅状況見取図

ピストンリングの摩耗経過は第3乃至5表及び第3乃至5図に示した。運転時間の進むに従つて摩耗率は低下している。尚ピストンリングの交換は、本実験開始以来 4,965 時間目に一回行われたのみである。(従来の FC 23 鋳鉄シリンダにクローム鍍金リングを使用する場合、リング交換は約半年、1,100 時間位で行われるのが通例である。)

第 3 表　ピストンリング重量計測値　単位：gr

	第1リング	第2リング	第3リング	第4リング	第5リング	備考
運転前	51.63	51.86	51.74	52.97	36.06	第5リングはオイルリング
620 時間後	47.95	50.16	50.68	52.04	35.51	地上試験
差	3.68	1.70	1.06	0.93	0.55	
	53.01	53.22	53.18	53.02	53.35	第 1〜5 リング交換 第5リングも圧縮リングにする
5,585 時間後	43.35	48.30	50.61	50.96	51.87	海上にて実用試験
差	9.66	4.92	2.57	2.06	1.48	4,965 時間後
	52.59	52.58	51.92	52.54	52.12	第 1〜5 リング交換
6,352 時間後	51.84	52.30	51.76	52.43	52.04	実用試験 5,732 時間後
差	0.75	0.28	0.16	0.11	0.08	

第 4 表　ピストンリング高さ (B) 計測値

基準：5 mm　単位：1/100 mm

	第1リング	第2リング	第3リング	第4リング	第5リング	備考
運転前	−1.5	−1.5	−1.6	−1.8	−1.3	第5リングはオイルリング
620 時間後	−10.6	−6.2	−3.8	−2.8	−1.7	地上試験
差	9.1	4.7	2.2	1.0	0.4	
	−1.3	−1.7	−1.9	−2.2	−1.8	第 1〜5 リング交換 第5リングも圧縮リング
5,585 時間後	−50.4	−22.3	−10.5	−8.6	−5.8	海上にて実用試験
差	49.1	20.6	8.6	6.4	4.0	4,965 時間後
	−1.8	−1.5	−3.1	−2.7	−2.9	第 1〜5 リング交換
6,352 時間後	−5.2	−2.9	−4.0	−3.5	−3.6	実用試験 5,732 時間後
差	3.4	1.4	0.9	0.8	0.7	

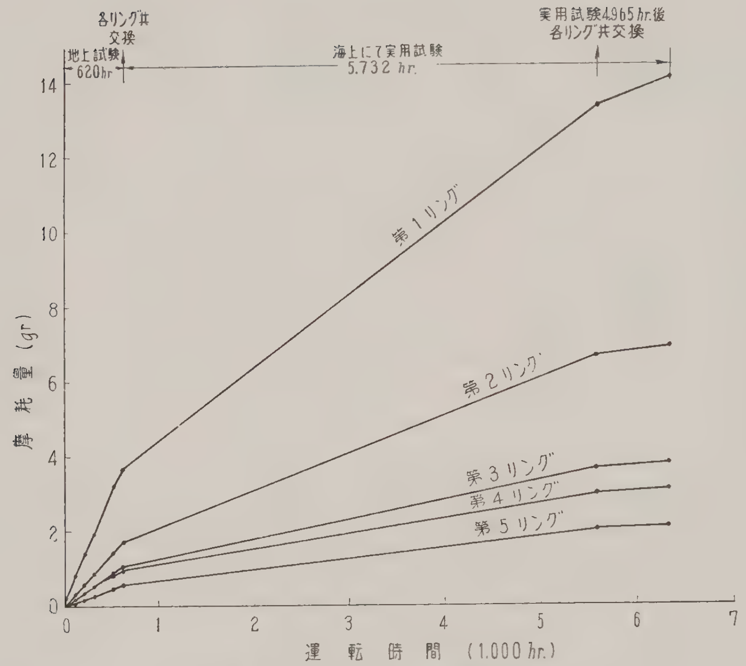
註： 5 ヶ所で計測した平均値を以つて示す。

第 5 表　ピストンリング厚さ (T) 計測値

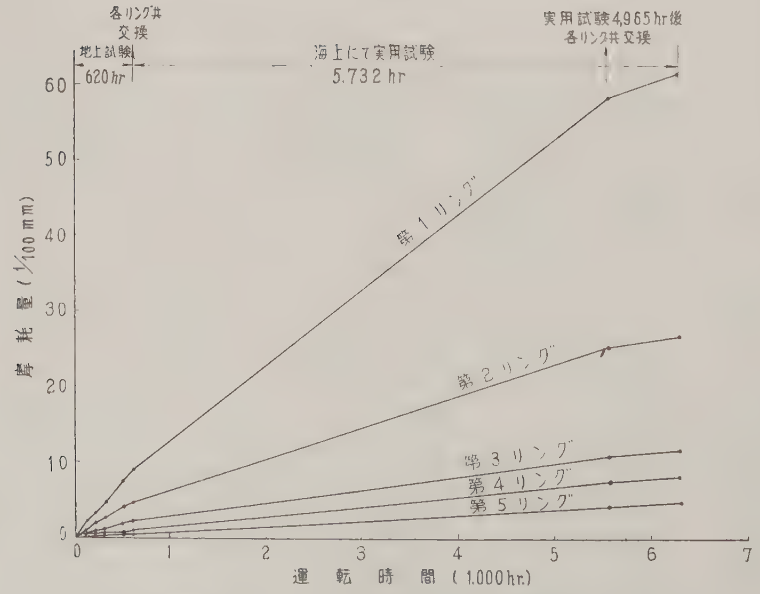
基準：4.5 mm　単位：1/100 mm

	第1リング	第2リング	第3リング	第4リング	第5リング	備考
620 時間後	+3.9	+4.3	+4.6	+3.4	+6.5	地上試験後
5,585 時間後	−44.0	−20.6	−11.3	−9.8	−4.1	第 1〜5 リング交換 海上に於ける実用試験
差	47.9	24.9	15.9	13.2	10.6	4,965 時間後
	+2.8	+3.3	−1.0	+3.7	+1.2	第 1〜5 リング交換
6,352 時間後	−2.0	+1.3	−2.6	+2.4	+0.1	実用試験 5,732 時間後
差	4.8	2.0	1.6	1.3	1.1	

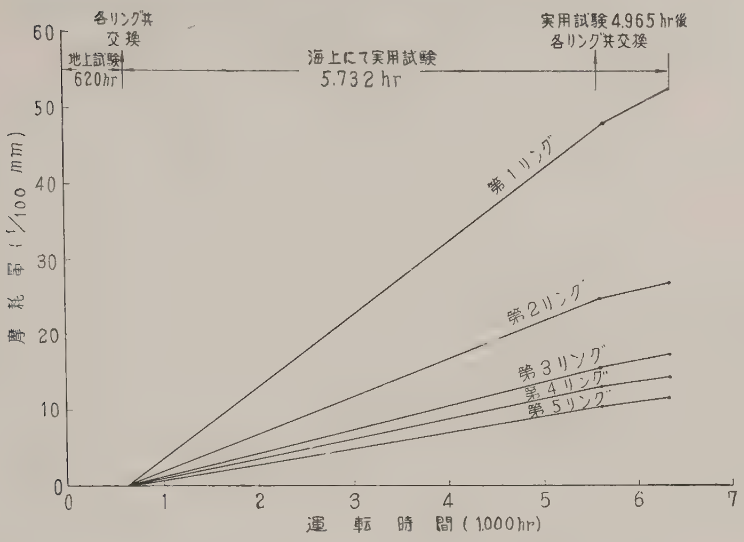
註： 5 ヶ所で計測した平均値を以つて示す。



第3図 ピストンリング重量摩耗経過



第4図 ピストンリング高さ(B)摩耗経過



第 5 図　ピストンリング厚さ(T)摩耗経過

5. あとがき

本実地試験でクローム鍍金の摩耗量が予想以上に少く、寧ろ解釈に苦しむ次第である。尚継続し、今後の変遷を見守りたいと思う。

本試験は、船主鈴木清吉氏及びダイヤデイゼル代理店小川鉄工所（三崎）の積極的な御協力により行われているもので、深く感謝する次第である。

（昭和 30 年 8 月 20 日）

漁船機関のシリンダ等の摩耗について—VII
(部分クローム鍍金シリンダの実験)

草間喜代松　山田敏夫

概　　要

従来シリンダ内面のポーラクローム鍍金については、幾多の実験を重ね、耐摩耗性及信頼性は優秀で充分なことが確認されて来ているが、値段の高い恨みがある。この為、シリンダの最も摩耗の甚しい部分のみにクローム鍍金を施工したもの(幾分低廉になる)を試作し、実用価値を調査した。一方クローム鍍金面のポーラス処理は電気化学的に行うものであつて、概して安定性がなく(多孔性の多いもの少いものが現はれる)又深いものは得られない(最大 5/100 mm)ので、特に大型シリンダに対しては本方法に依らず一層精確に且つ深い油保持性を与える必要がある。其の一つとしてナーリング加工が考えられるので、本実験はこれを兼ねて行いその実用価値も調査した。其の結果、部分クローム鍍金は実用価値薄く、又ナーリング加工はポーラス処理のものと略同等の油保持効果のあることを認めた。

On Cylinder Wear in Diesel Engines VII
(Cylinder of knurled and chromium plated partly)

ABSTRACT

Porous chromium plating of the cylinder of diesel engines have to be acknowledged its excellent durability and reliability but it costs very high. To solute this point, partly plated cylinder, namely those which are plated in most wearable part of cylinders made and its availability was examined.

On the other hand, as porosity of surface of porous chromium plating is produced electro-chemically and fairly unstable and the surface is shallower than needed so the method to produce more acculate and deeper oil retainable surface is required. To reply to this requirement, knurling method is examined.

In this paper, it is shown that part plating is practical and knurling process adaptable.

1. まえがき

従来のポーラスクローム鍍金シリンダの耐摩耗性については、第三回報告に示した如く、又信頼性は同報告及び第六回報告に実地試験結果の一部が記載されている如く極めて優秀である。然しクローム鍍金することにより値段が高くなる恨みがある。クローム鍍金の値段は、現在面積 100 cm² 当り厚さ 0.1 mm で約 400 円で、ダイヤデイゼルのシリンダ1本のクローム鍍金料は約 4,000 円になる。又 25 型デイゼルのシリンダの場合は厚さも約 0.25 mm 位必要となるので、1 本のクローム鍍金料が約 4 万円になる。直径 740 mm、長さ 2400 mm 位の大型シリンダになるとその鍍金料は 60 万円位と云われる。この様なクローム鍍金シリンダの寿命は通常材質のものの数倍以上あるから、機関使用者にとつては値段が高くても当然有利なのであるが、多くの場合手が出ないという現状である。

シリンダの摩耗の著しい部分は殆んどピストンリングの上死点部に限られているから、この部分のみにク

ローム鍍金を施行すれば、限られた鍍金設備で二倍以上のシリンダを同時に操作出来るので、鍍金料を低廉化出来る。又従来大容量の鍍金電源装置のない為従来不可能とされていた大型シリンダのクローム鍍金も可能となろう。これらの見地から部分クローム鍍金シリンダの実用価値を実験により確認することにした。

一方従来のクローム鍍金シリンダの表面は、電気化学的のポーラス処理を施して油保持性を与えたもので、其の孔の深さは大して深くなく最大 5/100 mm 位である。従つて摩耗の甚しいリングの上死点部の多孔性は、比較的速やかに消失して了う。然しこの部分の潤滑油は、ピストンが下死点部に来た時シリンダのスカート部表面から受取つて運ぶのであるから、上死点部分の多孔性が多少消失しても、スカート部の多孔性が健在であれば実用上差支えない。然し上死点からどの範囲迄の部分の多孔性が失われても差支えないかは、未だ確認されていない。勿論上死点部迄油保持性のある方が良いとは考えられる。小型シリンダでは鍍金の厚さも薄いので、上死点部の多孔性消失部分が相当拡大される頃には、鍍金も摩滅しシリンダの寿命がくるので、従来のポーラス処理法によるもので差支えない様だが、電気化学的に施行した多孔性は概して安定性がない。鍍金操作の不手際によると思うが、同一操作を行つたものでも、孔溝の深いもの浅いもの、孔溝の面積の多いもの少いもの等程度の相異したものが屡々現われる。その為鍍金及び多孔処理をやり直す場合が多く従つて高価にもなるので、一層確実性のある方法があればそれに越したことはない。又大型シリンダとなると、鍍金層も厚いので多孔性消失面積の相当拡大した状態でも使われることになると問題であるから、一層深い油保持性を附与する必要がある。これ等の対策の一つとして考えられるのが、ナーリング加工し鍍金することである。これはシリンダ内面に小さい押穴を無数に設けて後鍍金するのであつて、小型軽合金シリンダに直接クローム鍍金するものに実施されている例が外国にある。

本実験は、上記部分鍍金と、ナーリング加工との実用価値の調査を兼ねて行つたものである。

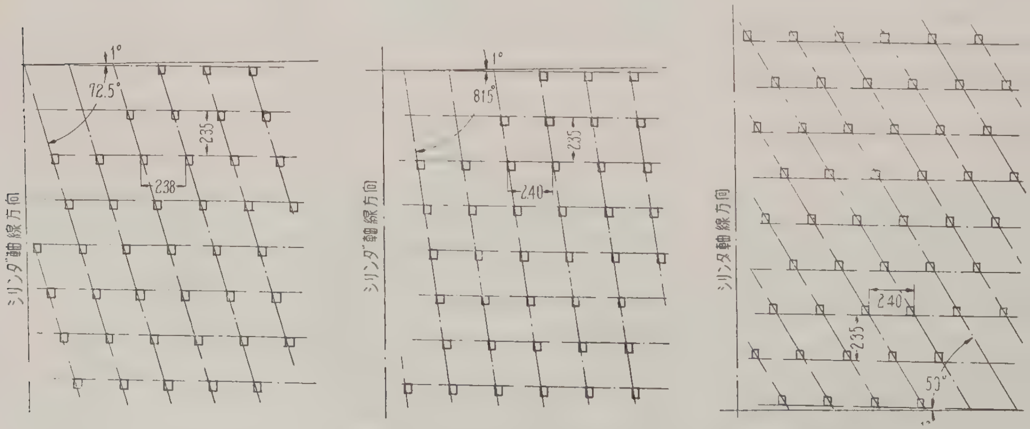
2. 供試シリンダ及び機関

供試機関はダイヤデイゼル IDVA-6A 型 16010 号機関で其の要目は次の通りである。

型式　　4 衝程　直立単筒　予燃焼室付　標準出力 8 HP 900 R.P.M.

本機関は潤滑油ポンプを持ち主軸受類には強圧注油をなす。ピストンはアルミ合金製で、ピストンリングは5本あり、第 1～3 リングはガスリング、第4及び第5リングはオイルリングで、第5リングはピストンピンの下にある。冷却水はオイルクーラーを通つてシリンダに入り、シリンダ及びシリンダ冠を冷却する。

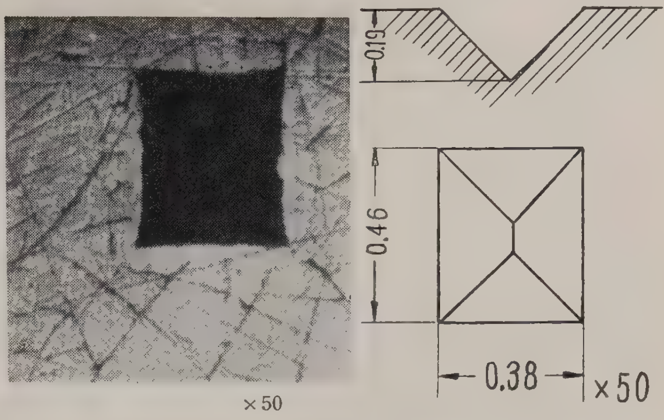
供試シリンダは二種類試作された。何れも上端から 108 mm 迄をクローム鍍金、それ以下は鋳鉄表面で、全面を通じて定寸にホーニングで仕上げられたものである。二種類の中一方（供試シリンダ a とする）はク



供試シリンダ a　　供試シリンダ b クローム鍍金部表面　　供試シリンダ b 鋳鉄部表面

第 1 図　ナーリング加工シリンダ内面見取図

ローム鍍金部のみナーリングがあり、他（供試シリンダbとする）はクローム鍍金表面にも鋳鉄部表面にもある。ナーリング加工による凹みは、第1図に示すようにピッチ2.35 mm の右螺旋状にaは 2.38 mm、又bのクローム鍍金部及び鋳鉄部は 2.40 mm 間隔に配列されていた。ナーリングはスンプをとつて調べた処、第2図に示した如く矩形で平均横 0.38 mm、縦 0.46 mm、深さ 0.19 mm であつた。尚普通の硬質クローム面はホーニングで微小の研磨は出来るが、取りしろの多いものを定寸に研削することは殆んど不可能で、これを容易にする為には電気化学的ポーラス処理を僅かに行うのが慣例である。従つて供試シリンダのクローム面にも多少ポーラスな部分が残つていた。



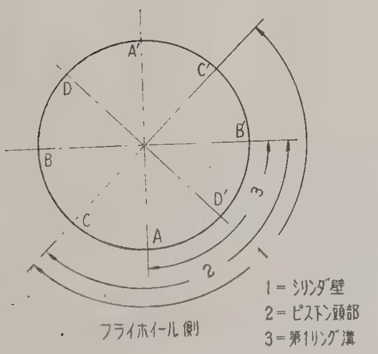
第 2 図 ナーリング加工クローム鍍金シリンダ表面

3. 実 験 要 領

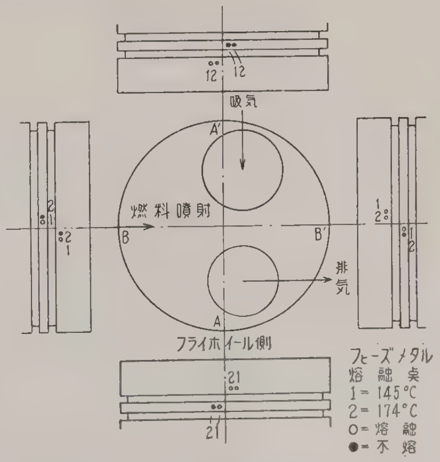
試作された前記二種のシリンダの中、部分ナーリングの方 (a) の実験は昭和 30 年 2 月 3 日より同 4 月 11 日迄、又全面ナーリングの方 (b) は同年 4 月 18 日から同 7 月 21 日迄の間に、同一機関で同一要領で行つた。即ち各シリンダ共先づ無負荷で 20 時間摺合運転を行い、次に空気動力計を連結し、1,000 R.P.M. 8.5 HP で前者は合計 400 時間、後者は 500 時間運転した。摺合運転の前後及び高力運転 100 時間目毎に、シリンダ内径及びピストンリング等の計測を行い、又バルブシートの摺合、クランクケース内の油の入替等を行つた。燃料は、前者では東洋石油B重油 ［比重 0.945 (15°C)］、又後者では大体三菱石油B重油 ［比重 0.976 (15°C)］ が使用された。又潤滑油は、両者とも三菱石油 30 番モビールが使用された。

4. 実 験 経 過

運転中一時間毎に計測した運転性能諸元の概要を第1表及び第2表に示す。



第 3 図 各分解時のカーボン堆積位置



第 4 図 ピストン温度計測用フューズメタル埋込み位置

第 1 表 運転性能諸元の概要 (第一回)

	0～100 hr	100～200 hr	200～300 hr	300～400 hr
運転期日	自昭30-2- 7 至 2-17	自昭30-2-22 至 3- 3	自昭30-3- 9 至 3-22	自昭30-3-28 至 4-11
出力 HP	8.5	8.5	8.5	8.5
回転数 R.P.M.	1,000	1,000	1,000	1,000
燃料消費率(平均) gr/HP-hr	243	238	243	249
噴射器の燃料漏洩量(平均) gr/HP-hr	2.8	4.8	5.8	5.1
潤滑油消費量(平均) gr/HP-hr	14.6	11.1	6.5	4.3
冷却水温度 オイルクーラー入口 最高 °C	9.9	12.0	12.7	14.1
冷却水温度 オイルクーラー入口 最低 °C	4.1	5.1	7.1	9.3
冷却水温度 オイルクーラー入口 平均 °C	8.5	10.1	10.9	12.3
冷却水温度 オイルクーラー出口(機関入口) 最高 °C	10.6	12.8	13.3	14.9
冷却水温度 オイルクーラー出口(機関入口) 最低 °C	4.1	5.1	7.4	9.4
冷却水温度 オイルクーラー出口(機関入口) 平均 °C	9.0	10.9	11.5	12.8
冷却水温度 機関出口 最高 °C	34.8	34.0	36.0	36.4
冷却水温度 機関出口 最低 °C	24.0	25.9	28.1	28.0
冷却水温度 機関出口 平均 °C	29.5	31.4	32.2	33.6
排気温度 最高 °C	591	448	471	444
排気温度 最低 °C	380	367	374	374
排気温度 平均 °C	426	396	397	406
潤滑油温度(起動一時間後より) クランクケース内 最高 °C	49.5	47.0	48.3	49.9
潤滑油温度(起動一時間後より) クランクケース内 最低 °C	32.2	34.0	37.3	40.5
潤滑油温度(起動一時間後より) クランクケース内 平均 °C	41.0	42.7	43.9	45.9
潤滑油温度(起動一時間後より) オイルクーラー入口 最高 °C	29.5	28.9	39.0	36.4
潤滑油温度(起動一時間後より) オイルクーラー入口 最低 °C	14.0	17.2	27.0	24.5
潤滑油温度(起動一時間後より) オイルクーラー入口 平均 °C	21.3	25.1	34.1	31.1
潤滑油温度(起動一時間後より) オイルクーラー出口 最高 °C	18.1	21.1	22.9	23.0
潤滑油温度(起動一時間後より) オイルクーラー出口 最低 °C	8.0	11.1	12.8	13.2
潤滑油温度(起動一時間後より) オイルクーラー出口 平均 °C	12.7	17.5	18.0	18.6
潤滑油圧力 kg/cm²	2.3	2.4	2.3	2.5
室内温度 最高 °C	18.5	20.2	19.7	23.0
室内温度 最低 °C	2.6	3.7	6.9	8.0
室内温度 平均 °C	9.4	13.9	13.3	14.9
起動数	10	9	9	10
使用燃料比重	0～400 hr 東洋石油 B 重油 0.945 (15°C)			
使用潤滑油比重	0～400 hr 三菱石油 30# モビール油 0.947 (15°C)			

第 2 表　運転性能諸元の概要（第二回）

			0〜100 hr	100〜200 hr	200〜300 hr	300〜400 hr	400〜500 hr
運転期日			自昭30-4-25 至 5-10	自昭30-5-16 至 5-27	自昭30-6-10 至 6-20	自昭30-6-23 至 7-4	自昭30-7-8 至 7-21
出力 HP			8.5	8.5	8.5	8.5	8.5
回転数 R.P.M.			1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
燃料消費率(平均)gr/HP-hr			256	254	250	256	254
噴射器の燃料漏洩量(平均)gr/HP-hr			9.6	1.4	1.6	2.0	2.1
潤滑油消費量(平均)gr/HP-hr			4.6	3.3	4.0	2.4	2.0
冷却水温度	オイルクーラー入口	最高 °C	17.5	20.0	21.5	23.4	25.8
		最低 °C	14.0	17.0	19.2	20.4	23.0
		平均 °C	15.6	17.9	20.4	21.9	24.6
	オイルクーラー出口(機関入口)	最高 °C	18.6	20.6	22.0	24.0	26.7
		最低 °C	14.3	17.2	20.0	21.0	23.4
		平均 °C	16.4	18.7	21.2	22.7	25.4
	機関出口	最高 °C	42.2	43.2	44.8	47.2	50.0
		最低 °C	31.5	37.4	39.0	39.7	41.0
		平均 °C	37.7	41.1	43.3	45.3	47.3
排気温度		最高 °C	468	452	456	470	515
		最低 °C	395	359	395	408	425
		平均 °C	424	401	419	430	457
潤滑油温度(起動一時間後より)	クランクケース内	最高 °C	59.5	55.1	58.3	62.0	61.4
		最低 °C	39.5	47.9	50.0	51.9	54.5
		平均 °C	51.3	51.6	55.1	58.4	58.2
	オイルクーラー 入口	最高 °C	44.5	42.2	44.8	47.6	47.0
		最低 °C	33.0	33.0	36.2	36.0	41.2
		平均 °C	36.8	37.8	39.9	42.7	44.3
	オイルクーラー 出口	最高 °C	30.0	32.0	32.2	32.0	33.8
		最低 °C	20.8	21.9	23.8	23.8	28.0
		平均 °C	25.1	26.1	28.3	28.9	31.1
潤滑油圧力 kg/cm²			2.6	2.7	2.5	2.3	2.3
室内温度		最高 °C	25.0	25.0	27.2	30.1	32.4
		最低 °C	14.0	17.0	21.0	19.0	26.0
		平均 °C	20.0	21.3	24.1	26.7	29.6
起動数			10	9	9	10	9
使用燃料比重			0〜37 hr 東洋石油 B重油 0.945 (15°C)			37〜500 hr 三菱石油 B重油 0.976 (15°C)	
使用潤滑油比重			0〜300 hr 三菱石油 30# モビール 0.947 (15°C)			300〜500 hr 三菱石油 30# モビール 0.935 (15°C)	

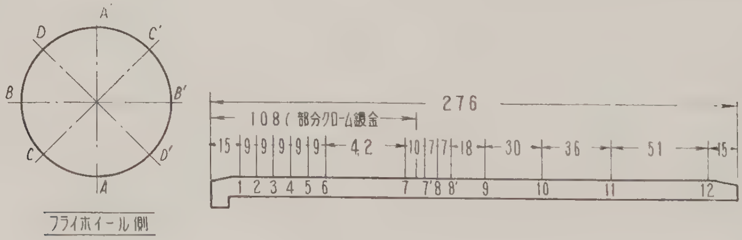
第一回に於て、7 時間以後急に性能が悪くなつたので 13 時間後に噴射ポンプを交換した。以後性能は回復したが、100 時間頃まで屢々噴射器のスリットフイルターが塞り排温が急増した。その都度及び毎日起動前にスリットフイルターを清掃してやつた。100 時間以後は室温も漸次高くなり 10°C をこえるようになつたので、スリットルフイルターの閉塞は少なくなつた。摺合運転後分解の時、第 5（オイル）リングが溝に固着して作動不良であつたのでよく清掃して出力運転を始めたが、潤滑油の消費が多く 18.2 gr/HP-hr もあつたので、38 時間後に分解して同リングを交換した。以後潤滑油の消費は稍少くなり、100 時間までの平均は 12.4 gr HP-hr であつた。200 時間後に第 1 リングを交換した。この為稍性能は回復したが、又漸次低下した。200 時間以後クラッチハンドルからガスもれを認めたが 400 時間近くには極めて多くなつた。これ

と相俟つてクランクケース内の潤滑油の汚れも次第に多くなつた。各分解の際、燃焼室内のカーボン堆積は僅少で、シリンダえの潤滑油の回りは、フライホイール反対側半円周に稍多く、フライホイール側には極めて少なかつた。第1リング上死点位置より上のシリンダ壁は、第3図1に示す範囲にカーボン堆積があり乾いていた。ピストン頭部も同図の 2、第1リング溝は3に示す範囲にカーボン堆積があり何れも殆ど乾いていた。ピストンはこの部分を徐いては特記する様なことはなかつた。フューズメタルをピストンに埋込んで100 時間迄運転した結果、第4図に示すように B′D′A の範囲は温度が稍高く A′ 側は温度が低かつた。吸排気孔の影響で前述のカーボン堆積に関連があるように思う。

第二回に於ては、37 時間目に燃料を変えたが、前に使用していたものより粘度は稍低いが比重が大きかつた。低回転が極めて不安定であつたので、噴射ポンプを交換したが僅かに良くなつた程度であつた。性能は次第に落ち、排温と燃費が増加した。200 時間後第1リングを交換した処、性能は稍回復した。又 200 時間後にクラッチ拡張環が破損したので、総分解を行い軸受類の間際も調整した。この為潤滑油温度が僅か高かつたが間もなく平常になつた。200 時間以後クラッチハンドルからガスもれがして来たが、クランクケース内の潤滑油の汚れも多くなつた。各分解の際、燃焼室内のカーボンは硬質でアスフアルト状の光沢をしていた。シリーダ及ピストンえの潤滑油の回り、及びカーボン堆積状況は第一回と全く同じであつた。

5. 実 験 結 果

シリンダ内径計測は、第5図に示すシリンダ軸線上の諸点で、クランク軸方向、回転方向及びその中間の四方向について行い、夫々の平均値を第3表に、又シリンダ摩耗経過を第6図に示した。第7図は、両実験の 400 時間運転に於けるシリンダ軸線上の各点の摩耗量を示したもので、比較の為嘗つて通常材質シリンダ及び通常のポーラスクローム鍍金シリンダで、本実験と同一条件で運転されたものの該当値を抽出し併せ示したものである。(漁船研究技報第3及び4号参照)



1: ピストン頂部上死点　6: 任意に定めた点　9: 任意に定めた点
2: 第1リング上死点　7: 〃 (メッキ部下端)　10: 第1リング下死点
3: 第2リング上死点　7′: 〃　11: 任意に定めた点
4: 第3リング上死点　8: 〃　12: 〃
5: 第4(オイル)リング上死点　8′: 〃

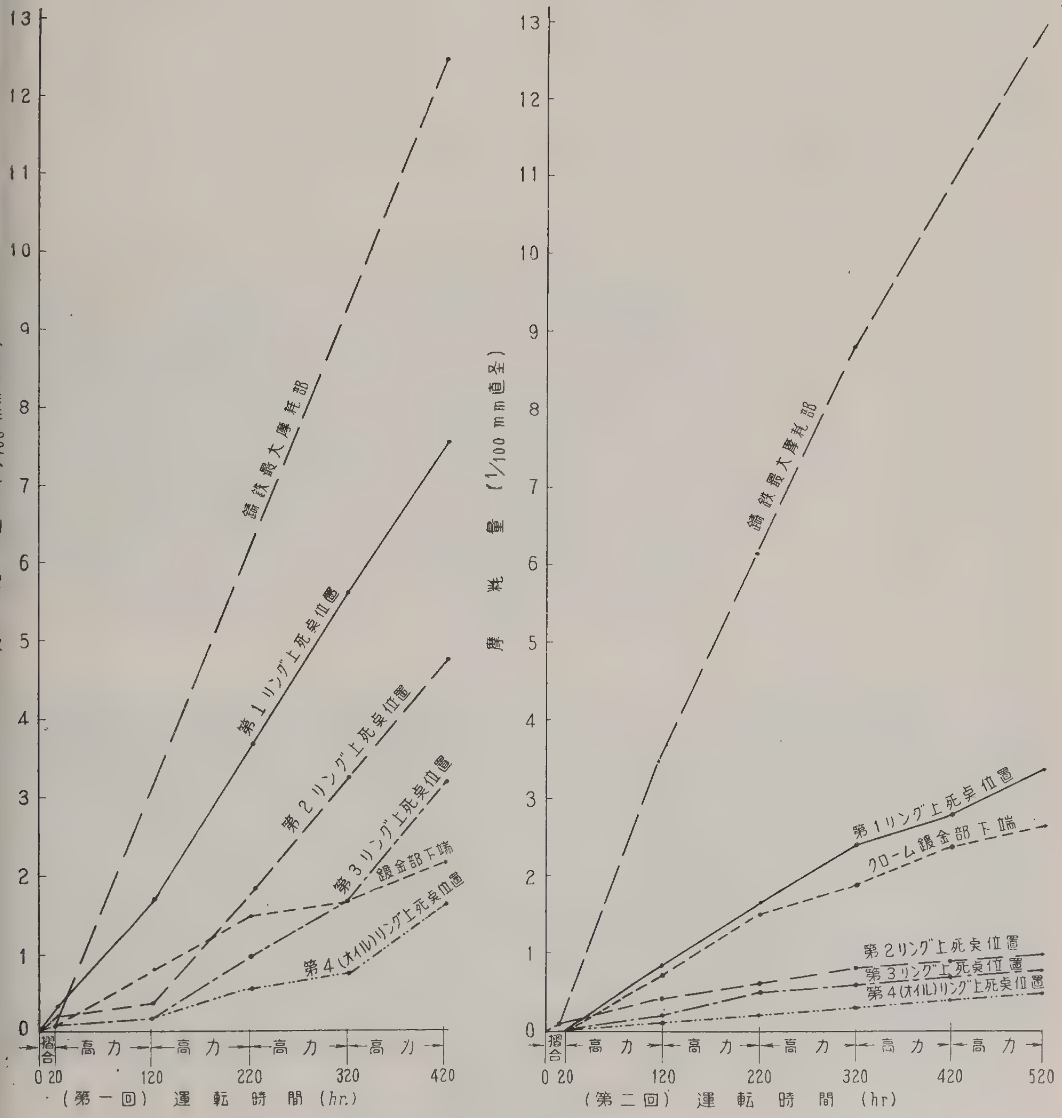
第5図 シリンダ内径計測位置

第3表 シリンダ内径計測値

(第 一 回)　基準：110 mm　単位：1/100 mm

計測位置		1	2	3	4	5	6	7	7′	8	8′	9	10	11	12
運転	前	2.1	2.1	2.2	2.2	2.1	2.0	1.3	—	—	—	1.9	2.0	1.3	2.6
摺合運転	後	2.3	2.4	2.4	2.3	2.2	2.1	1.4	1.7	1.7	1.7	2.0	2.1	1.4	2.7
	差	0.2	0.3	0.2	0.1	0.1	0.1	0.1	—	—	—	0.1	0.1	0.1	0.1
高力運転 100 hr	後	2.3	3.8	2.6	2.4	2.3	2.2	2.1	—	—	—	4.5	4.0	1.6	2.8
	差	0.0	1.4	0.2	0.1	0.1	0.1	0.7	—	—	—	2.5	1.9	0.2	0.1

200 hr	後	2.5	5.8	4.0	3.2	2.7	2.3	2.8	—	—	—	6.7	5.5	2.0	3.0
	差	0.2	2.0	1.4	0.8	0.4	0.1	0.7	—	—	—	2.2	1.5	0.4	0.2
300 hr	後	2.5	7.8	5.5	3.9	2.9	2.4	3.0	—	—	10.7	8.8	6.1	2.2	3.2
	差	0.0	2.0	1.5	0.7	0.2	0.1	0.2	—	—	—	2.1	0.6	0.2	0.2
400 hr	後	2.6	9.7	7.0	5.4	3.8	2.8	3.5	13.8	14.1	13.4	10.9	7.2	2.4	3.3
	差	0.1	1.9	1.5	1.5	0.9	0.4	0.5	—	—	2.7	2.1	1.1	0.2	0.1
高力 100 hr 当り平均摩耗率 1/100 mm 直径/100 hr		0.08	1.8	1.2	0.8	0.4	0.18	0.5	3.0	3.1	2.9	2.2	1.3	0.25	0.15



第6図 シリンダ摩耗経過

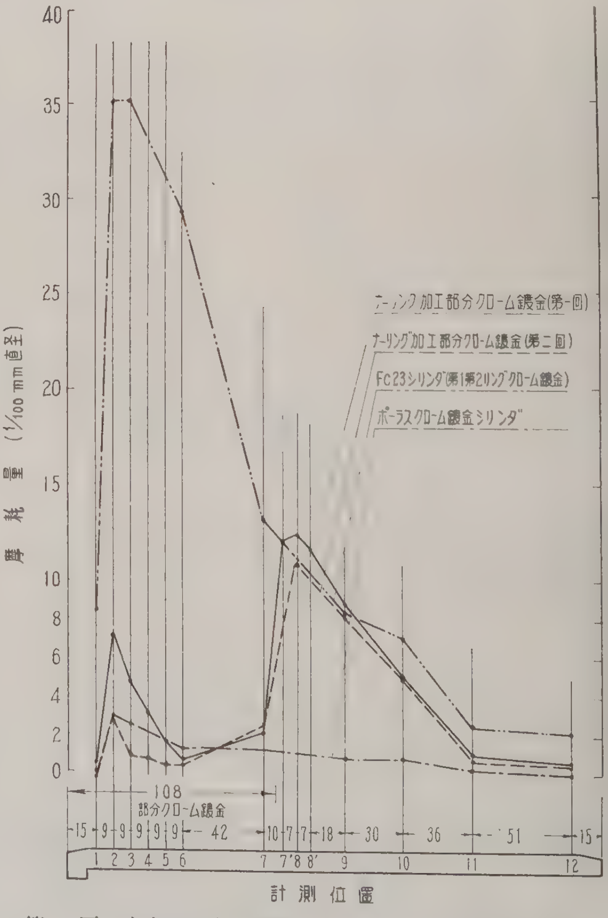
（第 二 回）

計 測 位 置	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
運 転 前	2.3	2.3	2.2	2.1	2.1	1.9	1.4	1.8	1.9	2.0	2.1	1.8
摺 合 運 転 後	2.3	2.3	2.3	2.1	2.1	1.9	1.4	1.9	2.0	2.0	2.1	1.9
差	0.0	0.0	0.1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.1	0.1	0.0	0.0	0.1
高力運転 100 hr 後	2.3	3.1	2.6	2.3	2.2	2.0	2.1	5.3	4.3	3.8	2.2	2.0
差	0.0	0.8	0.3	0.2	0.1	0.1	0.7	3.4	2.3	1.8	0.1	0.1
200 hr 後	2.5	3.9	2.8	2.6	2.3	2.2	2.9	8.0	6.4	5.1	2.6	2.2
差	0.2	0.8	0.2	0.3	0.1	0.2	0.8	2.7	2.1	1.3	0.4	0.2
300 hr 後	2.5	4.7	3.0	2.7	2.4	2.2	3.3	10.7	8.4	6.1	2.7	2.2
差	0.0	0.8	0.2	0.1	0.1	0.0	0.4	2.7	2.0	1.0	0.1	0.0
400 hr 後	2.5	5.1	3.1	2.8	2.5	2.3	3.8	12.9	10.2	7.0	2.8	2.4
差	0.0	0.4	0.1	0.1	0.1	0.1	0.5	2.2	1.8	0.9	0.1	0.2
500 hr 後	2.5	5.7	3.2	2.9	2.6	2.4	4.1	15.2	12.5	7.9	2.9	2.4
差	0.0	0.6	0.1	0.1	0.1	0.1	0,3	2.3	2.3	0.9	0.1	0.0
高力 100 hr 当り平均摩耗率 1/100 mm 直径/100 hr	0.04	0.7	0.2	0.16	0.1	0.1	0.5	2.7	2.1	1.2	0.16	0.12

備考　各計測位置に於ける A-A, B-B, C-C, D-D 方向の平均値で示す。

先づ部分鍍金に関しては、クローム表面と鋳鉄表面との継目に於いて、両者の摩耗率が異なる為の段違いが生じ、運転時間の進むに従い著しくなるのは当然であるが、緩漫な傾斜による段が生ずることと予想していたのに反し、殆ど直角的に段違いが生じた。本実験の範囲（400時間及び500時間）では、其の段違いが直径で最大 0.1 mm 位になつたが、別に運転支障は感じなかつた。然しこの段違いが一層増進すれば、リングの切損を来すことが想像出来るので、差当りこの部分鍍金シリンダの実用価値はない。今後段違いが緩漫な傾斜で生ずる様に、或は此の継目部を摩耗率のもつと小さい所に移すこと等の研究が必要であろう。尚スカート部からこの継目部迄の鋳鉄表面の摩耗率は、本図で見る如く全面鋳鉄シリンダの同部の摩耗率と殆ど一致している。

次にナーリング加工に関しては、極めて優秀な効果があることを認めた。第6図に於いて、第一回試験のシリンダのクローム表面は摩耗率が甚だ多く問題にならないが、クローム層の素質が後述する如く特に脆弱なものであつた為と思われる。第二回試験のシリンダのクローム表面の摩耗率は、全面的に普通のポーラ

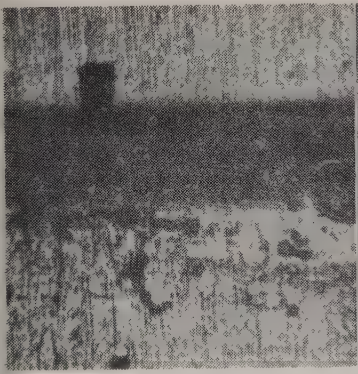


第 7 図　高力 400 hr 運転に於けるシリンダ摩耗の比較
（初期摩耗を含まず）

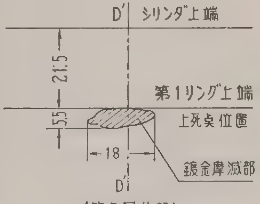
スクローム表面より優れて現われている。

尚本実験に供した2個の部分鍍金シリンダ、及び第7図に比較の為引用し摩耗曲線を出した全面ポーラスクローム鍍金シリンダ、及び鋳鉄シリンダは何れも同一製作者によるものである。ここに特記して置きたいのは、これ等各シリンダの内、クローム鍍金表面の摩耗率が何れもクローム鍍金としては稍大きく、運転時間が 400 時間になつても未だ初期摩耗期を終つていない様に思う。引用した全面ポーラスクローム鍍金シリンダは引続き 680 時間迄高力運転されたのであつて、その摩耗率は頭初の 400 時間位の平均は第7図で分る如く 0.8/100 mm/100 hr であるのに対し、その後は 0.3/100 mm/100 hr 位になつていたことから、クローム鍍金の表面に脆弱な薄層がある様に考えられる。又他のクローム鍍金シリンダについても同様で、第一回に使用されたものはこの脆弱層がたまたま厚く摩耗が甚しかつたものと考えられる。そのクローム鍍金層の厚さは 0.1 mm あるに拘らず、400 時間で極く微小面積であるが素地が現われ、全くクローム鍍金の価値はなかつた。それは剝離ではなく摩滅によることは一見明らかであつた。

通常硬質クローム表面は硬度が甚だ高く、従つて精度の悪いクローム鍍金シリンダの内面を正寸に仕上げることは容易なことではない。これを容易にする為その極く表層のみを脆弱のものにすることが考えられ、これが過度に行はれると、本実験の各シリンダの如く摩耗率が多く且つ初期摩耗期が長いものとなることが考えられる。クローム鍍金シリンダは矢張素地の仕上及びクローム鍍金の精度を高くし、最後の仕上しろを極力僅少にし表面脆質化の必要のないようにすることが大切であると思う。


メッキ摩滅部上端

クランク軸方向フライホイール反対側第1リング T.D.C.



(第5図参照)

メッキ摩滅部下端

クランク軸方向フライホイール反対側メッキ部下端

クランク軸方向フライホイール側メッキ部下端

第8図　第一回実験 400 hr 運転終了後シリンダ内面状況 (50 倍)

第8図は第一回試験終了後問題になる部分を撮影したものである。クローム鍍金が摩滅した部分でも、ナーリング孔の周囲の極く小面積のクローム鍍金が健在で残つている理由は今の所説明がつかない。

第4、5及び6表は本試験に於ける各ピストンリングの計測値で、第9、10及び11図は夫々の摩耗経過を図示したものである。何れも部分鍍金シリンダに対するものであるから、全面鍍金シリンダに於けるより摩耗量が多く現われている。

第4表　ピストンリング重量計測値

(第　一　回)　　　　単位：gr

	第1リング	第2リング	第3リング	第4（オイル）リング	第5（オイル）リング	
運転前	41.47	41.74	41.78	36.66	36.71	
摺合運転後	41.26	41.63	41.68	36.64	36.69	
差	0.21	0.11	0.10	0.02	0.02	
高力運転 38 hr 後					36.66	第5リング交換す
差					0.03	
					36.26	
100 hr 後	39.09	40.66	40.98	36.14	36.15	
差	2.17	0.97	0.70	0.50	0.11	
200 hr 後	37.48	39.83	40.40	35.80	36.01	第1リング交換す
差	1.61	0.83	0.58	0.34	0.14	
	41.65					
300 hr 後	39.92	39.17	39.90	35.47	35.89	
差	1.73	0.66	0.50	0.33	0.12	
400 hr 後	38.33	38.47	39.39	35.18	35.78	
差	1.59	0.70	0.51	0.29	0.11	
高力 100 hr 当り平均摩耗率 gr/100 hr	1.78	0.79	0.57	0.37	0.13	

(第　二　回)

	第1リング	第2リング	第3リング	第4（オイル）リング	第5（オイル）リング	
運転前	41.58	41.54	41.57	36.60	36.59	
摺合運転後	41.36	41.41	41.47	36.56	36.55	
差	0.22	0.13	0.10	0.04	0.04	
高力運転 100 hr 後	39.50	40.68	40.85	36.12	36.35	
差	1.86	0.73	0.62	0.44	0.20	
200 hr 後	37.98	40.10	40.46	35.85	36.22	第1リング交換す
差	1.52	0.58	0.39	0.27	0.13	
	42.30					
300 hr 後	40.88	39.64	40.13	35.60	36.08	
差	1.42	0.46	0.33	0.25	0.14	
400 hr 後	39.63	39.12	39.77	35.36	35.98	
差	1.25	0.52	0.36	0.24	0.10	
500 hr 後	37.55	38.50	39.35	35.09	35.85	
差	2.08	0.62	0.42	0.27	0.13	
高力 100 hr 当り平均摩耗率 gr/100 hr	1.63	0.58	0.42	0.29	0.14	

第 5 表　ピストンリング高さ(B)計測値

基準：第 1〜3 リング 4 mm
　　　第 4〜5 リング 5 mm
単位：1/100 mm

（第　一　回）

	第1リング	第2リング	第3リング	第4（オイル）リング	第5（オイル）リング	
運転 前	−3.0	−2.9	−4.0	−2.1	−0.9	
摺合運転 後	−5.3	−3.5	−4.6	−2.1	−0.9	
差	2.3	0.6	0.6	0.0	0.0	
高力運転 38 hr 後					−1.0	第5（オイル）リング交換す
差					0.1	
					−2.2	
100 hr 後	−12.8	−5.1	−5.8	−2.3	−2.3	
差	7.5	1.6	1.2	0.2	0.1	
200 hr 後	−18.9	−6.0	−6.3	−2.6	−2.4	第1リング交換す
差	6.1	0.9	0.5	0.3	0.1	
	−3.4					
300 hr 後	−9.9	−6.5	−6.8	−2.8	−2.5	
差	1.5	0.5	0.5	0.2	0.1	
400 hr 後	−15.3	−7.4	−7.4	−3.0	−2.5	
差	5.4	0.9	0.6	0.2	0.0	
高力 100 hr 当り平均摩耗率 1/100 mm/100 hr	6.4	1.0	0.7	0.2	0.1	

（第　二　回）

	第1リング	第2リング	第3リング	第4（オイル）リング	第5（オイル）リング	
運転 前	−4.2	−4.1	−4.1	−2.4	−1.8	
摺合運転 後	−5.7	−4.8	−4.7	−2.5	−1.9	
差	1.5	0.7	0.6	0.1	0.1	
高力運転 100 hr 後	−12.9	−6.0	−5.8	−2.5	−2.0	
差	7.2	1.2	1.1	0.0	0.1	
200 hr 後	−18.8	−7.4	−6.4	−2.8	−2.0	
差	5.9	1.4	0.6	0.3	0.0	
	−3.6					第1リング交換す
300 hr 後	−8.5	−8.1	−6.7	−3.0	−2.0	
差	4.9	0.7	0.3	0.2	0.0	
400 hr 後	−13.3	−8.7	−7.2	−3.1	−2.0	
差	4.8	0.6	0.5	0.1	0.0	
500 hr 後	−20.0	−9.9	−7.7	−3.2	−2.0	
差	6.7	1.2	0.5	0.1	0.0	
高力 100 hr 当り平均摩耗率 1/100 mm/100 hr	5.9	1.0	0.6	0.14	0.02	

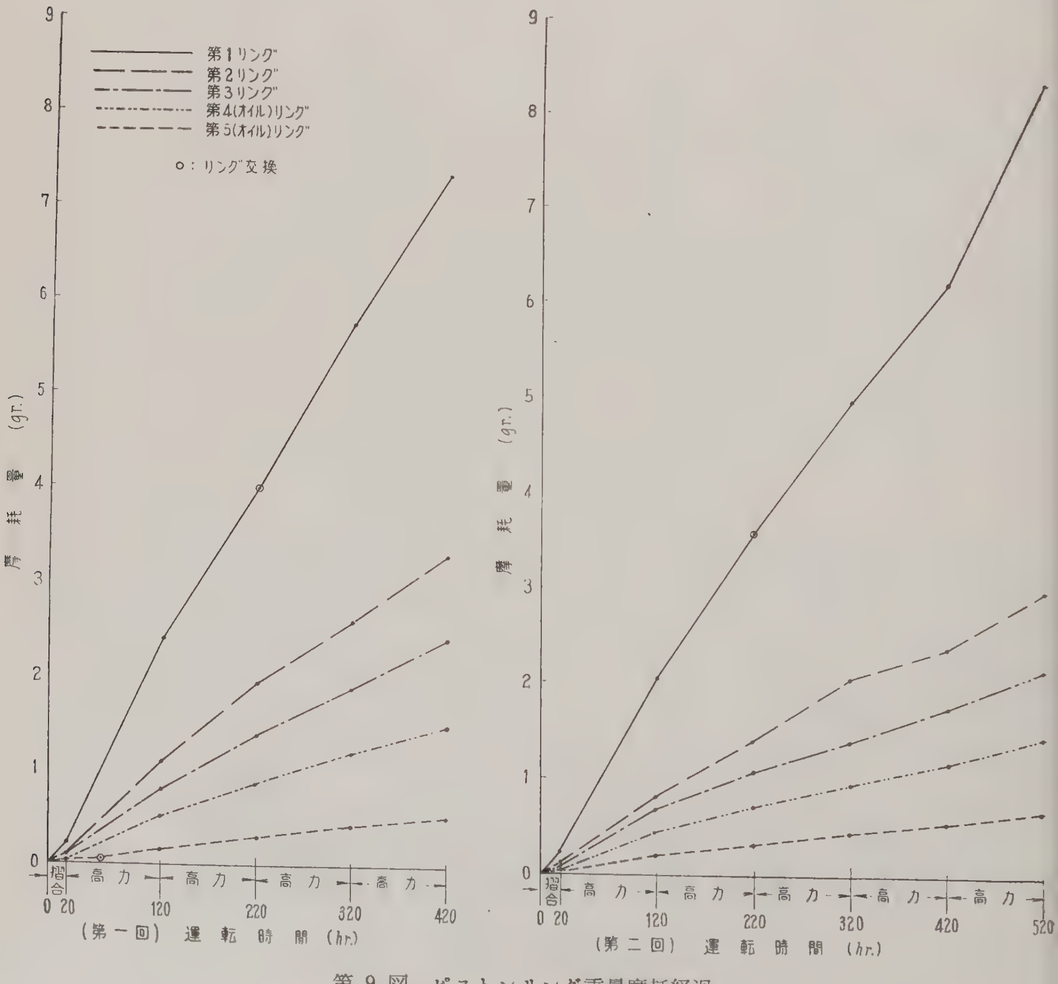
第 6 表　ピストンリング厚さ(T)計測値

基準：第 1〜3 リング 4.4 mm
　　　第 4〜5 リング 4.5 mm
単位：1/100 mm

（第　一　回）

	第1リング	第2リング	第3リング	第4（オイル）リング	第5（オイル）リング
運転 前	−1.1	+1.4	+1.9	+2.8	+4.9
摺合運転 後	−3.0	−0.9	−0.4	+2.7	+4.6
差	1.9	2.3	2.3	0.1	0.3

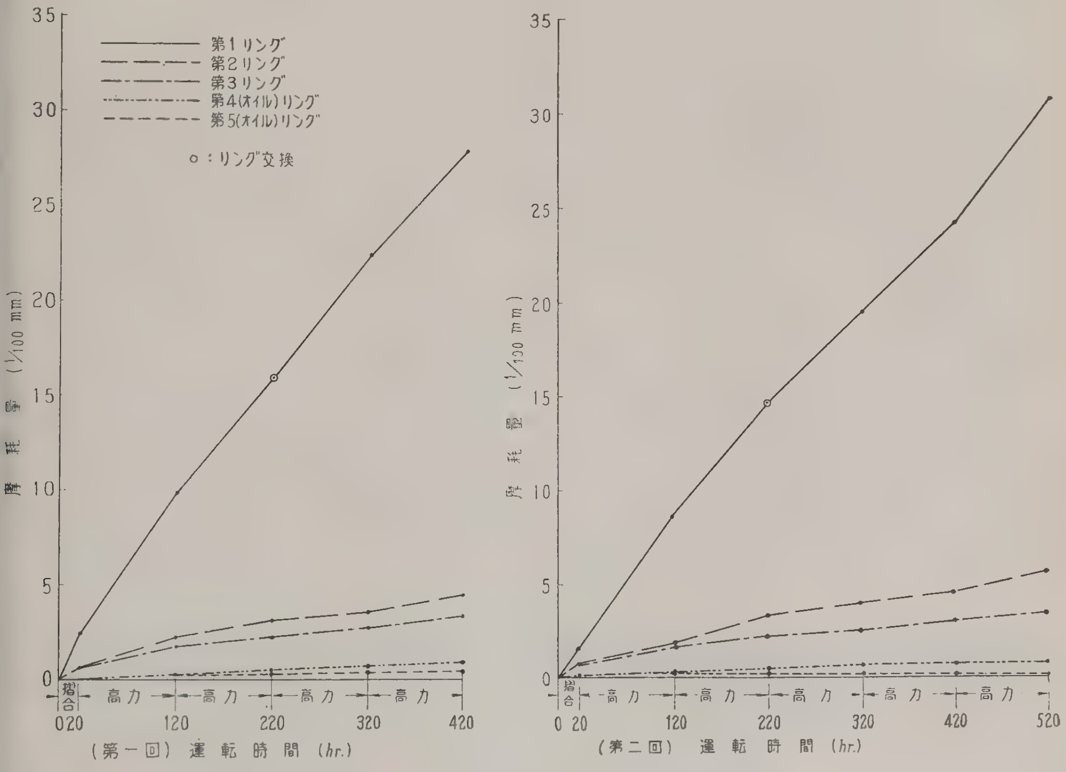
高力運転 38 hr 後 差					+4.2 0.4	第5（オイル）リング交換
100 hr 後 差	−19.6 16.6	−9.2 8.3	−6.6 6.2	−5.7 8.4	−3.2 −5.2 2.0	
200 hr 後 差	−30.5 10.9	−16.3 7.1	−11.6 5.0	−11.3 5.6	−7.7 2.5	第1リング交換
300 hr 後 差	+0.7 −12.8 13.5	−22.1 5.8	−16.2 4.6	−16.4 5.1	−9.9 2.2	
400 hr 後 差	−23.7 10.9	−28.4 6.3	−20.9 4.7	−20.7 4.3	−12.0 2.1	
高力 100 hr 当り平均摩耗率 1/100 mm/100 hr	13.0	6.9	5.1	5.9	2.3	



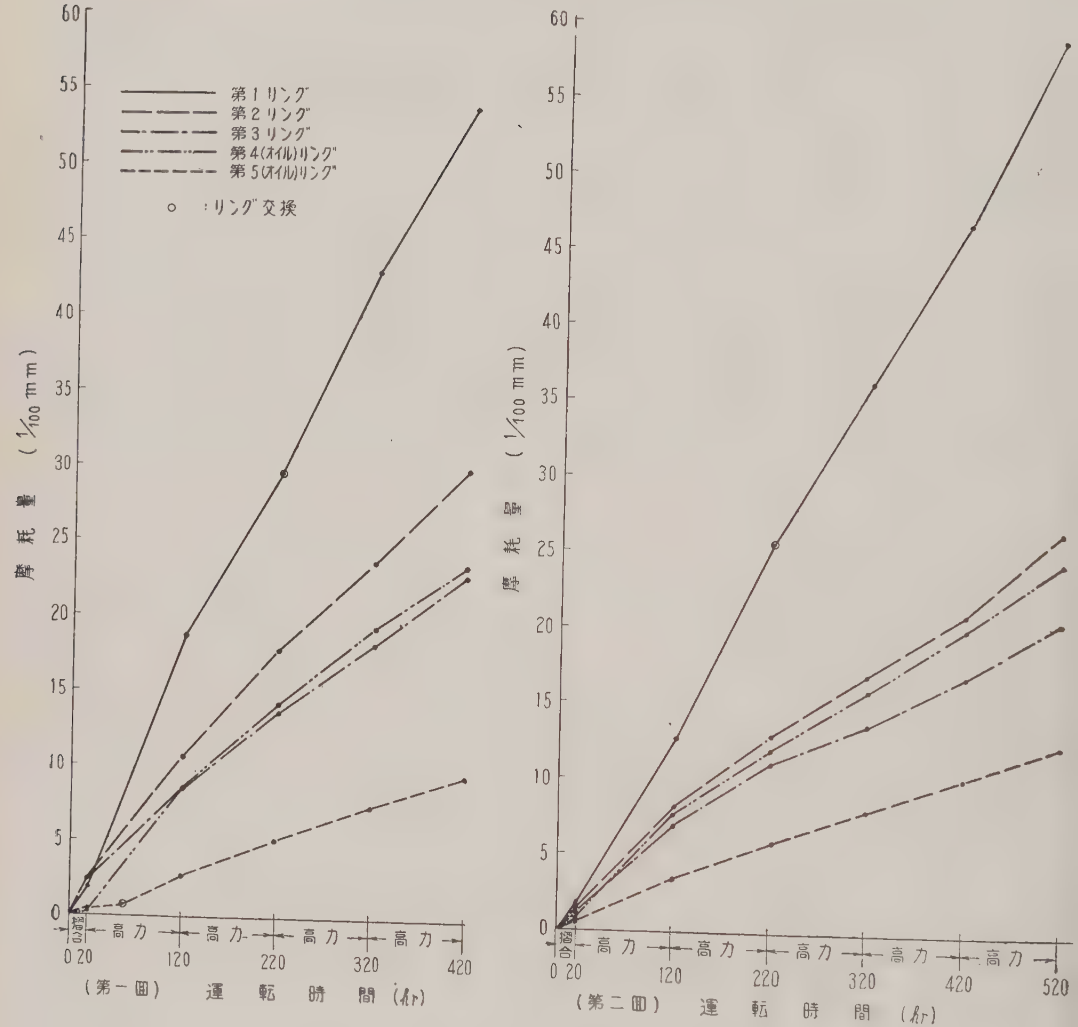
第9図 ピストンリング重量摩耗経過

(第 二 回)

		第1リング	第2リング	第3リング	第4（オイル）リング	第5（オイル）リング	
運転	前	−0.8	+0.3	+0.2	+2.1	+0.6	
摺合運転	後	−2.6	−1.1	−1.0	+1.4	+0.2	
	差	1.8	1.4	1.2	0.7	0.4	
高力運転 100 hr	後	−13.3	−7.9	−6.8	−5.6	−2.8	
	差	10.7	6.8	5.8	7.0	3.0	
200 hr	後	−26.2	−12.5	−10.8	−9.8	−5.2	
	差	12.9	4.6	4.0	4.2	2.4	
		+0.3					
300 hr	後	−10.4	−16.6	−13.4	−13.7	−7.4	第1リング交換
	差	10.7	4.1	2.6	3.9	2.2	
400 hr	後	−20.7	−20.6	−16.6	−17.7	−9.6	
	差	10.3	4.0	3.2	4.0	2.2	
500 hr	後	−32.9	−26.1	−20.2	−22.2	−11.9	
	差	12.2	5.5	3.6	4.5	2.3	
高力 100 hr 当り平均摩耗率 1/100 mm/100 hr		11.4	5.0	3.8	4.7	2.4	



第10図 ピストンリング高さ(B)摩耗経過



第 11 図　ピストンリング厚さ(T)摩耗経過

6. あとがき

本実験の結果、部分クローム鍍金シリンダは、今日の段階では実用しない方がよい。又ナーリング加工は推奨出来るものと認められた。本実験には新三菱重工業会社及び帝国ピストンリング会社が協力してくれたことを附記し厚く感謝の意を表す。

(昭和 30 年 9 月 10 日)

漁船機関のシリンダ等の摩耗について—VIII
(冷 却 水 温 度 の 影 響)

三 浦 喜 晃　石 渡　晃

概　　要

本実験はデイーゼル機関の冷却水温度を、約 100°C 及び 40°C で高力運転を行い、シリンダの摩耗量を比較したものである。その結果、最大摩耗率が前者では 1.7/100 mm/100 hr であるのに対し、後者では 2.9/100 mm/100 hr であつた。この差は、低温冷却では燃焼生成物の腐蝕作用が著しいことに因るものであるが、尚、高温冷却でもこの腐蝕作用のあることが認められた。

On Cylinder Wear in Diesel Engines VIII
(Effect on Temperature of Cooling Water)

ABSTRACT

We tested two diesel engines of the same model which have the same out put and revolution, but different out let temperature of cooling water namely, 100°C and 40°C constant, and we found the mean cylinder wear per 100 hours 1.7/100 mm and 2.9/100 mm respectively. This difference is recognised mostly due to corrosive effect of the combustion products and that this effect is bigger in lower cooling temperature operation.

1. ま え が き

内燃機関シリンダの内面は機械的摩耗の外、化学的及び電気化学的の所謂腐蝕摩耗をすることはよく知られている。

鉄は空気中で熱せられると表面に酸化皮膜が出来るが、シリンダの場合それは直ちにリングの為に掻落されて新らしい面を現わし、又、酸化することが繰り返えされて、腐蝕摩耗と機械摩耗とが互に促進し合うので、両者の明白な識別は出来ない。この酸化は酸素自体による外、主に燃焼生成物としてシリンダ内部に生ずる硫酸、及び修酸等によるものである。即ち、特に金属表面が電解質溶液（酸溶液等）でぬらされると、化学的及び物理的事情の異なる二点間に電流が生じ、活性酸素による電気化学的腐蝕を生じ、又酸によるものは、金属が化学的に直接侵されて水素を発生するものである。

シリンダの内部に存在する水分は、燃料油の燃焼によるものと、吸入空気と共に吸引されるものとある。燃料 1 kg が燃焼すれば、約 1 kg の水分が生じる。又、温度 20°C 湿度 90% の大気 1 kg 中には、約 14 gr の水分が存在する。

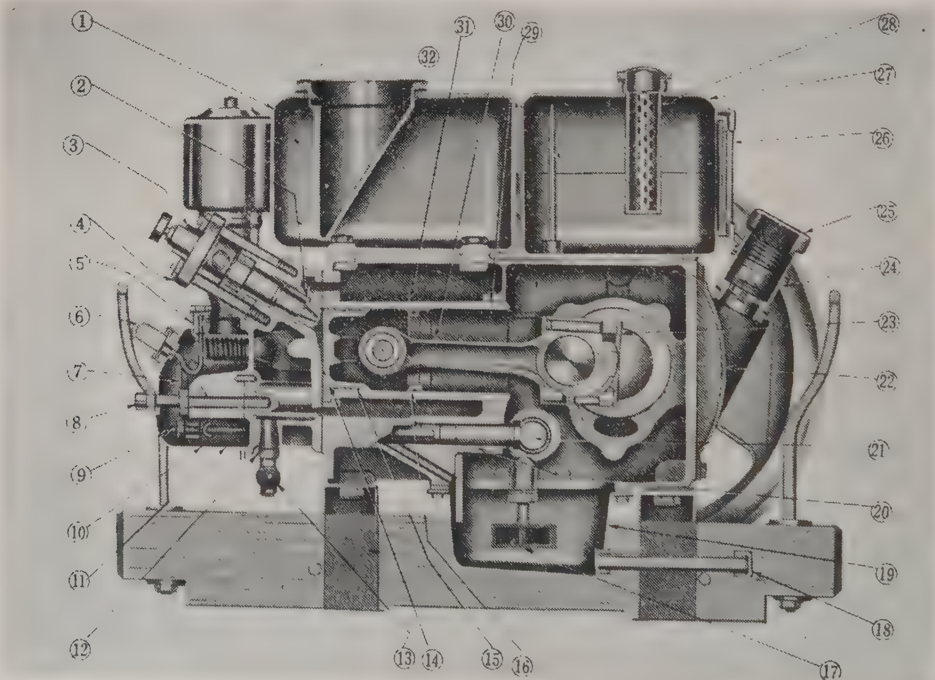
シリンダ内においては、圧縮行程及び膨脹行程の空気或はガスの平均温度は、刻々の圧力における水の蒸気圧に対する飽和温度より遙かに高く、水分は過熱蒸気の状態になつているが、シリンダ壁面の温度が低いので、これに接触した空気又はガスは冷却され、その時の水の飽和温度より下ると、シリンダ壁面上に水分を凝結することになる。

漁船機関では、冷却水として海水を利用し、シリンダ水衣入口温度は海水の温度そのままで、水衣出口温度はシリンダ水衣内の腐蝕の関係から、最高 45°C、短時間 50°C 迄が常識となつている。

シリンダ内壁面の温度は、この冷却水温度と内部の燃焼ガス等の周期的温度変化とにより、周期的に変化しているが、燃焼室部でも、その最高温度は 250℃ 位のものであろう (特殊の機関は除く)。吾々が、小型のダイヤデイゼルのシリンダに各温度のフユーズメタルを埋込んで調査した結果では、最高 230℃ 位であつた。又、極く大型のデイゼル機関では、シリンダ内壁面における、第1リング上死点位置の平均温度は 160℃、又、他の例 (D=600 mm) では、シリンダ壁より 0.5 mm 下の最高温度は 250.7℃、その時のリングの温度は最高 126.9℃ と記録されている。(Høegh: Cylinder Wear in Diesel Engines p. 113 及び 114 参照) これらの部分においては普通の潤滑油が健在である為からも、最高温度はこの程度が限度ろう。シリンダ内のガス圧力最高 50 kg/cm^2 とすると、この圧力下での蒸汽の飽和温度は 263℃ であるかであら、この圧力下で、250℃ のシリンダ壁に接触したガス中の水分の一部は、そこで凝縮し得ることとなる。即ち、最高出力運転の時、而も温度及び圧力の最も高い燃焼室でも水分の凝縮は考えられるのであるから、ましてそれ以下の部分や、低出力運転時では凝縮量も多く、又、硫酸溶液の濃度の増加により凝縮温度は上るので、一層濃度の高い硫酸溶液が一層多量に現われることになる。蓚酸についても同様であろう。

燃料油中には、量の多少に拘わらず必ず硫黄分が存在し、重油には特に多い。硫黄分は燃焼して SO_2 及び SO_3 となるが、温度の低い程 (1,000℃ 以下) SO_3 が多く、430℃ 以下では SO_3 のみとなる。この SO_3 が凝結水と反応し硫酸溶液を作る。濃度 20 乃至 60% が最も酸化力強く、これ以上では酸化力は小さいと云はれるが電導度が大きくなるから、結局酸化力も強いこととなる。

又、燃料油の不完全燃焼により、多くの有機酸類を生ずるが、その中でも特に蓚酸 CH_2O_3 が、水溶液と



① ホツパーケース ② 予燃焼焼室 ③ ノズルホルダー ④ ノズルホルダー押エ板 ⑤ 給油管ボス ⑥ オイル指示グラス ⑦ バルブロツカー ⑧ ダストカバーナツト ⑨ 調整ネジ ⑩ プツシユロツド ⑪ ダストカバー ⑫ シリンダーカバー ⑬ 水コツク ⑭ ピストン ⑮ ピストンリング (コンプレツシヨン) ⑯ ピストンリング (オイルコントロール) ⑰ 滑油ストレーナー ⑱ 排油栓 ⑲ オイルパン ⑳ タペツト ㉑ カム軸 ㉒ ガス抜カバー ㉓ 連接棒締付ボルトナツト ㉔ ガス抜本体 ㉕ ガス抜蓋 ㉖ レベルゲージ管 ㉗ 燃料タンク ㉘ 燃料ストレーナー ㉙ シリンダーライナーゴムパツキン ㉚ 連接棒 ㉛ シリンダーライナー ㉜ 飛沫防止板

第1図 a 縦断面図

してシリンダ腐蝕に大いに関係すると言われる。

この様に酸溶液がシリンダ内壁面に生ずるのは、要するにシリンダ壁面温度が低いからで、一般に冷却が強いと腐蝕摩耗が多く、又、これを防止する為冷却を不充分にすれば、シリンダ壁面の潤滑油が害されて機械摩耗が多くなる。

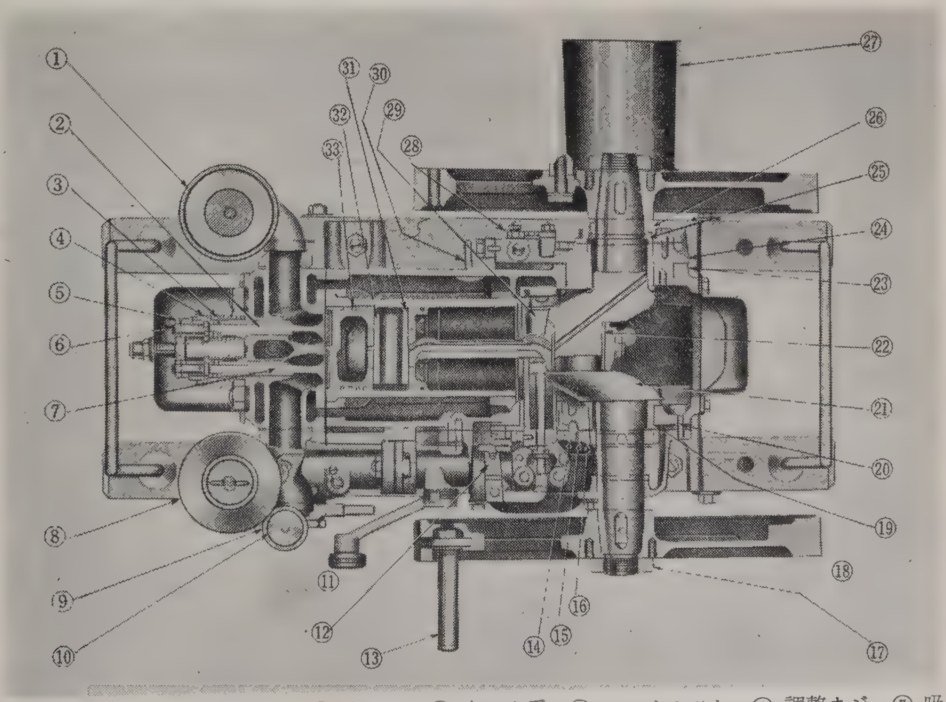
又、シリンダ壁上の第1リング上死点位置よりも、下部リング位置になるに従つて温度が低いので腐蝕も多くなるが、その酸溶液がピストンの上昇行程の時、潤滑油と共に上死点方向に押上げられてゆくことや、その酸溶液に触れている時間の長短、及び機械摩擦の強弱等の関係から、腐蝕摩耗は比較的上方に近い所で甚しく現われることも考えられる。

漁船では機関の全運転時間の過半は微速低負荷で行われ、その時のシリンダ温度は低いので、酸化摩耗が多いことは想像出来る。特に起動後の短時間は潤滑油も少いので、機械摩耗も共に多いであろう。

シリンダの摩耗防止法を考慮するには、冷却水温度の影響を知る必要がある。本実験は全力運転時における冷却水温度の影響を調査したものである。

2. 供 試 機 関

本試験には、フルパーランドデイーゼル F2型（富士精密工業株式会社製）2台を使用した。その要目は次の通りで、全体構造は第1図(a, b) に示した。



① サイレンサー　② 排気弁　③ 弁バネ　④ 弁バネ受　⑤ ロツクナツト　⑥ 調整ネジ　⑦ 吸入弁　⑧ エアークリーナー　⑨ 起動前注油ポンプ　⑩ プランジヤー　⑪ デコンプレバー　⑫ 作動レバー(外)　⑬ 起動ハンドル　⑭ ガバナーギヤー　⑮ カムギヤー　⑯ クランクギヤー　⑰ フライホイールナツト　⑱ フライホイール　⑲ 主軸受　⑳ ノツク　㉑ クランク軸　㉒ クランクピン軸受　㉓ フレーム本体　㉔ 主軸受ハウヂング　㉕ 油切リング　㉖ 油切カバー　㉗ プーリー　㉘ 油ポンプ　㉙ カム軸　㉚ オイルレベルゲージ　㉛ ピストンピンクリツプ　㉜ ピストンピン　㉝ ピストン

b 水 平 断 面 図

第1図 (a, b) 機関主要部分の構造図

型　式	4 衝程式	予燃焼室付
	横型単筒	水冷ホッパー室付
シリンダ直径	70 mm	
行　　程	70 mm	
標準出力	2.15 HP　1,600 r.p.m.	
圧縮比	22 : 1	
潤滑方式	歯車ポンプ全圧送式	

シリンダの摩耗試験には、シリンダ、ピストン、及び、リング等の新品を屢々必要とすること、又、長時間運転のため燃料費潤滑油費も莫大になること、及び、部品の洗滌がクランク室迄充分に行い得ること等を考慮して、最も小型軽量のディーゼル機関を物色した結果、本機関を採用した次第である。本機関が普通の縦型の漁船機関と異なる点は、横型であることだけで、その作動原理は何等異なるものではない。

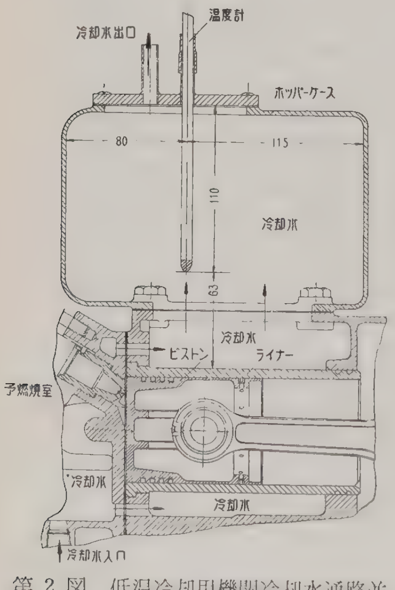
本機関のシリンダはライナー型で、材質は FC 23、ピストンは FC 27 製、又リング類はガスリング 4 本、オイルリング 1 本で、第 1 ガスリングのみクローム鍍金である。その計画厚さは 0.05 mm となつている。

燃料噴射弁は、ボツシユA型スロツトル型で、その噴射圧力は 120 kg/cm^2 に調整されている。

3. 実験要領

供試験機関 2 台の内 1 台は高温冷却、他は低温冷却の運転を行うこととし、常に両者を同時に起動、又は停止する等、運転条件を極力一様にした。

高温冷却試験の為には、特に供試機関を改造することなく、ホツパー室内冷却水の蒸発減量を随時補うことにした。



第 2 図　低温冷却用機関冷却水通路並びに冷却水温度計測位置

低温冷却試験用機関は、シリンダ冠下部のドレインコツク部に水道を導入し、ホツパー室上面から溢出させ、機関内部の冷却水温度を一定にする様入口コツクにより、通水量を加減した。冷却水通路、及び冷却水温度計測位置は第 2 図に示した。

尚、冷却水温度計測位置は高温冷却試験用機関においても、第 2 図に示す位置と同じ所で行つた。この位置の冷却水温度は、高温冷却では平均 98℃ が計測され、又低温冷却では平均 40℃ になる様に調節した。従つて実際のシリンダ周囲の冷却水温度は、これより低かつたと思う。

運転は両者とも、1,600 r.p.m.、2.15 HP を吸収する空気動力計を取りつけて行つた。先づ、両者ともこの状態で 1,050 r.p.m. で 10 時間の摺合運転を行い、次に 1,600 r.p.m. で、合計 400 時間運転した。運転前及び摺合運転後、又、其の後の 100 時間目毎に分解し、シリンダ内径及びピストンリング等を計測した。

潤滑油は、随時減量を補給したが、100 時間目毎に全部入替えた。

燃料はA重油〔比重 0.876 (30℃) 三菱石油〕を使用した。本機関は正規には軽油を使うことになつているが、摩耗試験には寧ろ低質のものを使つておく方が、摩耗の傾向も一層はつきり現われると思う。又、実際漁船では 1,000 HP 位の機関迄も、現在A重油が主に使われている。

潤滑油は、30 番モビール油（三菱石油）でその比重は 0.924 (30℃) であつた。

4. 運転経過

摺合 10 時間運転後の機関各部の状態は非常に良好で、ピストン等の当り良く、ピストンリング溝等の炭素沈積全くなく、オイルパン内潤滑油も清浄で、続く高力 100 時間運転にそのまま使用した。

毎 100 時間高力運転終了後は、常に略々同様の点検手入を行つた。即ち、クランクケース内の清掃、オイルパン内潤滑油の交換、噴射器系統の点検、各部の沈着炭素分その他汚れの除去、給排気弁の摺合、弁開閉時期の修正、噴射時期の点検等を行つた。

部品の取換えは、100 時間運転後、低温冷却機関の排気弁と弁案内が膠着し、抜取りが困難であつた。この弁案内は本実験以前に摺合 20 時間、標準負荷 500 時間使用済のものであつた。尚、排気弁抜取り後炭素分を除去した弁を弁案内に入れたところ、ガタが著しく多かつた。この時高温冷却機関には弁の膠着はなかつたが、両機関共排気弁及び弁案内を新品と交換した。

200時間運転後、高温冷却機関において、ピストンピンブツシュの外周にガタがあつたため取換えた。300 時間運転後において、第1メツキリングを両機関共交換した。尚、低温冷却機関の排気弁スプリングが少し弱くなつたと思われたので、両機関共交換した。又ピストンピン止輪がすり減つて自由に廻るので、高温冷却機関では両側共、低温冷却機関では片側のみ交換した。

全運転期間の後期においても、運転状態は共に良好で、唯、350 時間以後低温冷却機関において、時々息づき（排気弁の膠着によるためと思われる）があつた程度で、排気色にも排気温度にも特別の差異は認められなかつた。

低温冷却用機関において、355 時間運転後噴射器の点検を行つたところ、噴射圧は 110 kg/cm² で稍噴射後の湿潤があつたが、霧化その他はよかつた。120 kg/cm² に調整して、ピントル面の沈着炭素を除去した。又、この時刻に燃料タンク及噴射ポンプ間の送油管の裂傷を発見したのでこの手入れを行つた。

尚、高温冷却機関において、330 時間以後より 354 時間頃迄、排気温度高く（最高 455°C）燃料消費も増加し、排気は 2 度も濃灰を呈し回転が低下したので、その都度運転を停止して必要な点検手入れを行つた。即ち始めは予燃焼室小噴口が 2 つ共炭素分でつまつていたし、次は排気弁の膠着によるものであつた。

400 時間運転終了後、高温冷却機関のピストンピンブツシュが廻つて油孔がずれているのを認めた。

以上の如く、全運転期間を通じて、両機関共大した故障もなく、順調に経過した。

5. 運転性能成績

1,600 r.p.m. (2.15 HP) の運転中、毎時性能諸元を計測した。その 100 時間目毎の平均値を第1表に示した。

第1表 運転性能諸元の概要

	摺合 0～10hr		高力 0～100hr		高力 100～200hr		高力 200～300hr		高力 300～400hr	
運転期日	自昭30-6-16 至 〃 6-17		自昭30-6-23 至 〃 7-5		自昭30-7-12 至 〃 7-22		自昭30-7-29 至 〃 8-10		自昭30-8-15 至 〃 8-25	
実験種別			低温冷却	高温冷却	低温冷却	高温冷却	低温冷却	高温冷却	低温冷却	高温冷却
出力 HP			2.15		2.15		2.15		2.15	
回転数 R.P.M.	1050		1600		1600		1600		1600	
燃料消費率（平均）gr/HP-hr			227	205	237	207	238	212	242	219
潤滑油消費率（平均）gr/HP-hr			2.7	3.3	3.1	3.1	3.3	3.3	3.5	3.4
冷却水温度 入口 最高 °C			25.0		27.8		27.8		26.8	
冷却水温度 入口 最低 °C			22.0		24.8		26.0		25.2	
冷却水温度 入口 平均 °C			23.3		26.2		26.8		25.9	
冷却水温度 出口 最高 °C	85.0	85.0	43.0	96.5	41.2	99.0	41.0	99.0	41.0	98.5
冷却水温度 出口 最低 °C	78.5	79.2	38.0	89.0	39.0	95.0	39.0	96.5	38.0	97.0
冷却水温度 出口 平均 °C	81.1	82.4	40.1	94.5	40.1	97.4	40.1	98.1	39.4	97.7

排気温度	最高	°C	175	165	330	345	370	357	385	380	394	455
	最低	°C	160	149	290	302	319	282	310	319	323	297
	平均	°C	171	156	312	317	340	319	346	344	362	364
潤滑油温度（起動一時間後より）	最高	°C	56.2	51.0	48.5	66.0	51.0	70.5	47.5	71.0	49.0	65.0
	最低	°C	51.0	47.0	38.0	50.2	38.0	59.5	39.0	56.5	35.0	51.0
	平均	°C	53.4	49.1	43.2	59.4	44.5	67.6	43.7	64.2	43.5	58.7
室内温度	最高	°C	24.8		30.8		32.0		32.5		30.6	
	最低	°C	21.2		19.4		26.0		25.8		23.0	
	平均	°C	23.2		26.1		29.5		29.2		27.3	
起動回数			2		11		10		10		9	11
冷却水	通水量（平均）	kg/hr			116		150		150		145	
	蒸発量（平均）	kg/hr						0.95		0.99		1.11

燃料消費率は低温冷却機関では高温冷却機関より 10～13% 多かつた。

供試機関では、シリンダ冠部にオイル指示グラスがついていて、クランク室から圧送される潤滑油系統の最終端は、このグラスを通つてバルブ室に流出する様になつているので、このグラス中の潤滑油の流れにより、各要所え潤滑油の廻つていることが分る。高温冷却機関ではこのグラス中の潤滑油の流れは常に多かつた。尚、潤滑油温度は低温冷却機関では常に 44°C 位であつたのに対し、高温冷却機関ではこれより 15～23°C 高かつた。

冷却水は前述の如く、夫々、所期の温度に保持出来た。高温冷却機関では蒸発量は平均 1 kg/hr で冷却損失は 539 Kcal/hr であつたのに対し、低温冷却機関では、流量平均 150 kg/hr、入口及び出口温度差は平均 13.6°C で、冷却損失は 2,040 Kcal/hr であつた。

6. 摩耗成績

第 2 表(a, b) は夫々高温冷却及び低温冷却の場合のシリンダ内径 4 方向測定値の平均値で、第 3 図(a, b) は各計測位置における摩耗経過を図示したものである。その計測位置は第 4 図に示した。

第 2 表 (a, b) シリンダ内径計測値

a. 高温冷却機関　　基準： 70 mm, 単位： 1/100 mm

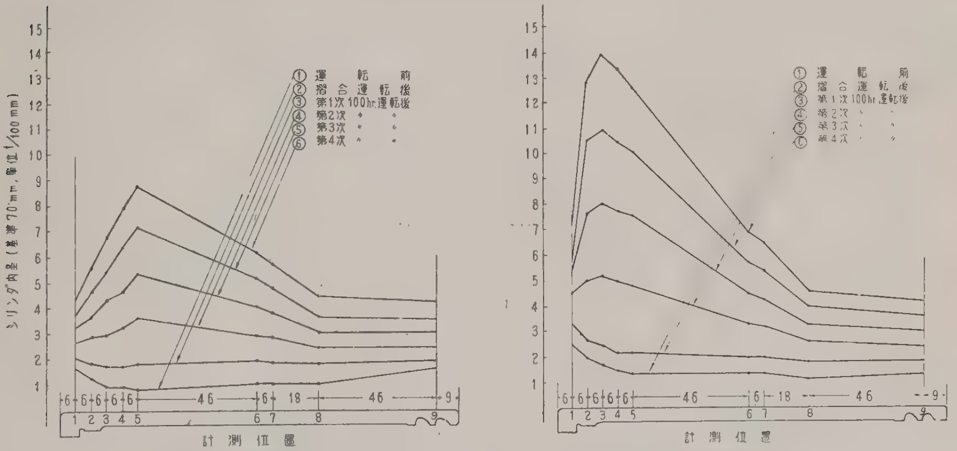
計測位置		1	2	3	4	5	6	7	8	9
運転	前	1.7	1.3	1.0	1.0	0.9	1.1	1.1	1.1	1.7
摺合運転	後	2.1	1.9	1.8	1.8	1.9	2.0	1.9	1.9	2.0
	差	0.4	0.6	0.8	0.8	1.0	0.9	0.8	0.8	0.3
100hr	後	2.7	2.9	3.0	3.3	3.7	3.0	2.9	2.5	2.5
	差	0.6	1.0	1.2	1.5	1.8	1.0	1.0	0.6	0.5
200hr	後	3.3	3.7	4.4	4.7	5.4	4.1	3.8	3.1	3.1
	差	0.6	0.8	1.4	1.4	1.7	1.1	0.9	0.6	0.6
300hr	後	3.8	4.7	5.5	6.4	7.2	5.2	4.8	3.7	3.6
	差	0.5	1.0	1.1	1.7	1.8	1.1	1.0	0.6	0.5
400hr	後	4.4	5.6	6.8	7.9	8.8	6.2	5.8	4.5	4.3
	差	0.6	0.9	1.3	1.5	1.6	1.0	1.0	0.8	0.7
平均摩耗率（初期摩耗を含まず） 1/100 mm/100hr		0.6	0.9	1.3	1.5	1.7	1.1	1.0	0.7	0.6

b. 低温冷却機関

基準：70 mm, 単位：1/100 mm

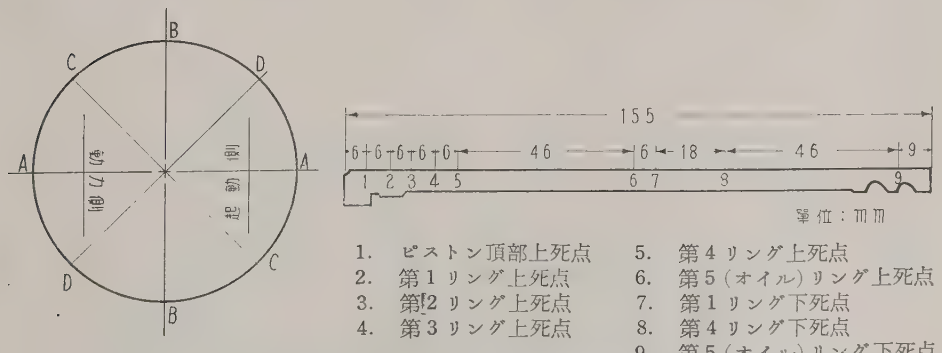
計測位置		1	2	3	4	5	6	7	8	9
運転前		2.5	2.0	1.7	1.5	1.4	1.4	1.4	1.1	1.3
摺合運転後		3.3	2.7	2.5	2.2	2.2	2.0	2.0	1.8	1.8
	差	0.8	0.7	0.8	0.7	0.8	0.6	0.6	0.7	0.5
100hr	後	4.5	5.0	5.2	5.0	4.8	3.3	3.2	2.6	2.4
	差	1.2	2.3	2.7	2.8	2.6	1.3	1.2	0.8	0.6
200hr	後	5.5	7.7	8.1	7.8	7.6	4.5	4.3	3.3	3.0
	差	1.0	2.7	2.9	2.8	2.8	1.2	1.1	0.7	0.6
300hr	後	6.3	10.6	11.0	10.5	10.1	5.7	5.4	4.0	3.5
	差	0.8	2.9	2.9	2.7	2.5	1.2	1.1	0.7	0.5
400hr	後	7.3	12.8	13.9	13.4	12.7	6.9	6.5	4.6	4.2
	差	1.0	2.2	2.9	2.9	2.6	1.2	1.1	0.6	0.7
平均摩耗率（初期摩耗を含まず）1/100 mm/100hr		1.0	2.5	2.9	2.8	2.6	1.2	1.1	0.7	0.6

備考： 各計測位置に於ける4方向の平均値で示す。



a. 高温冷却機関（四方向平均）　b. 低温冷却機関（四方向平均）

第3図 (a, b) シリンダ内径摩耗経過比較

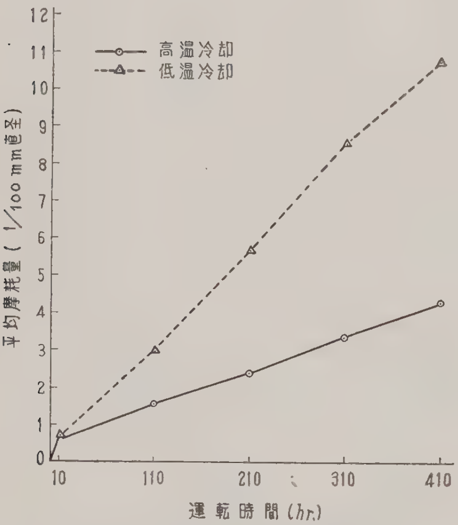


1. ピストン頂部上死点
2. 第1リング上死点
3. 第2リング上死点
4. 第3リング上死点
5. 第4リング上死点
6. 第5（オイル）リング上死点
7. 第1リング下死点
8. 第4リング下死点
9. 第5（オイル）リング下死点

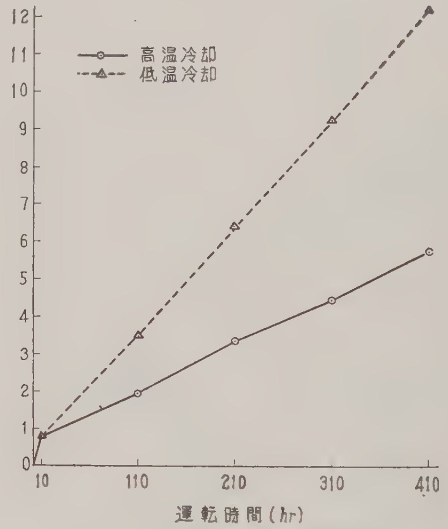
第4図 シリンダ内径計測位置

高温冷却の場合は、第4リング上死点位置で最大摩耗が現われ、その摩耗率は 1.7/100 mm/100 hr となつている。即ち、最大摩耗位置が第1リングの上死点に現はれず第4リング上死点に現はれたのは、高温冷却であるのに拘わらず腐蝕作用の為であろう。供試機関はシリンダ内径が小さい為ガスの冷却され方が大きく、又、不完全燃焼も多い為であろう。

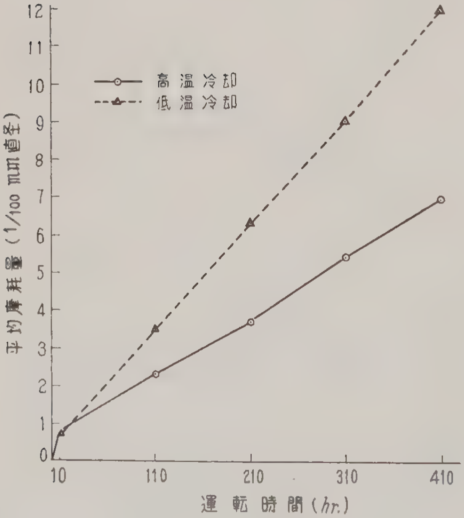
低温冷却の場合は第2リング上死点位置に最大摩耗が現われ、その摩耗率は 2.9/100 mm/100 hr を示し、又第4リング上死点位置では 2.6/100 mm/100 hr で腐蝕の影響は前者より一層はげしい。第1リング上死点の摩耗率が第2リングのそれより低いのは腐蝕物質の少いことの外、第1リングのクローム鍍金の為であろう。



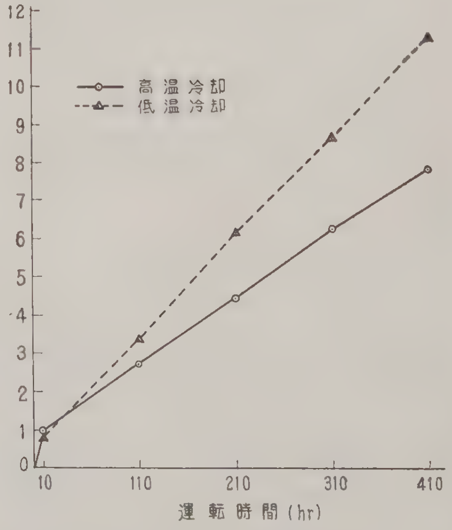
a. 第1リング上死点位置



b. 第2リング上死点位置

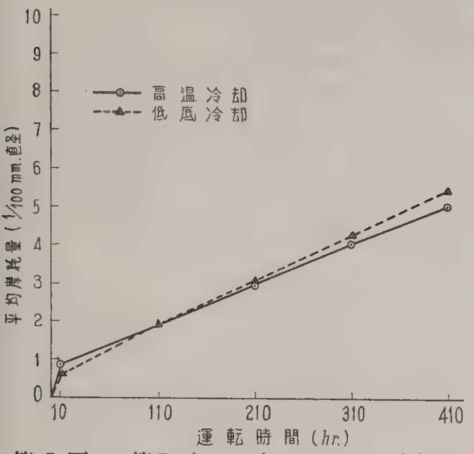


c. 第3リング上死点位置



d. 第4リング上死点位置

第5図 (a, b, c, d, e) 各リング上死点位置におけるシリンダ内径摩耗経過比較



第５図　e.第５（オイル）リング上死点位置

第５図(a, b, c, d, e) は、各計測点の摩耗経過を比較したものである。

尚供試機関は横型であるから、シリンダの摩耗も垂直方向（クランク回転方向）に多く現われることを予想したが、実験の結果は従来の縦型機関と同様に、寧ろ水平方向（クランク軸方向）に多く現われ、横型の影響は何等認められなかつた。

各ピストンリングの諸計測値を第３表(a, b) 乃至第５表(a,b)に示し、その摩耗経過を第６図(a,b,c,d,e) 乃至第８図(a, b, c, d, e) に図示した。

各リングの摩耗は、第１リングは高温冷却の場合が多く、第２及び第３リングは低温冷却の場合の方が多く、又、第４及び第５リングは両場合とも大差ない結果を現わしている。第１リングの摩耗が高温冷却の場合の方が多い理由は、今の所よく判らない。

第３表 (a,b) ピストンリング重量計測値

a. 高温冷却機関　　単位：gr

	第１（メッキ）リング	第２リング	第３リング	第４リング	第５（オイル）リング	
運転前	12.3350	12.4514	12.3072	12.4363	12.4936	
摺合運転後	12.3221	12.4338	12.2949	12.4247	12.4845	
差	0.0129	0.0176	0.0123	0.0116	0.0091	
100 hr 後	12.1557	12.3332	12.2345	12.3820	12.4482	
差	0.1664	0.1006	0.0604	0.0427	0.0363	
200 hr 後	12.0160	12.2383	12.1718	12.3313	12.4170	
差	0.1397	0.0949	0.0627	0.0507	0.0312	
300 hr 後	11.8585	12.1252	12.0850	12.2640	12.3560	
差	0.1575	0.1131	0.0868	0.0673	0.0610	
	11.9655					第１リング交換
400 hr 後	11.8305	12.0140	12.0036	12.2040	12.3217	
差	0.1350	0.1112	0.0814	0.0600	0.0343	
平均摩耗率（摺合を含まず）gr/100 hr	0.1545 0.1350	0.1049	0.0728	0.0552	0.0407	

b. 低温冷却機関　　単位：gr

	第１（メッキ）リング	第２リング	第３リング	第４リング	第５（オイル）リング
運転前	12.4736	12.4674	12.4752	12.3768	12.5567
摺合運転後	12.4519	12.4520	12.4596	12.3626	12.5355
差	0.0217	0.0154	0.0156	0.0142	0.0212
100 hr 後	12.3585	12.3460	12.3894	12.3185	12.5041
差	0.0934	0.1060	0.0702	0.0441	0.0314
200 hr 後	12.2610	12.1900	12.3055	12.2650	12.4767
差	0.0975	0.1560	0.0839	0.0535	0.0274

300 hr 後 差	12.1219 0.1391	12.0154 0.1746	12.1870 0.1185	12.1887 0.0763	12.4100 0.0667	
	12.1342					第1リング交換
400 hr 後 差	12.0150 0.1192	11.8850 0.1304	12.1060 0.0810	12.1388 0.0499	12.3725 0.0375	
平均摩耗率（摺合を含まず）gr/100 hr	0.1100 0.1192	0.1420	0.0884	0.0559	0.0408	

第4表 (a, b) ピストンリング厚さ計測値

a. 高温冷却機関　　単位：mm

	第1（メッキ）リング	第2リング	第3リング	第4リング	第5（オイル）リング	
運転前 摺合運転後 差	2.840 2.837 0.003	2.844 2.835 0.009	2.832 2.824 0.008	2.841 2.833 0.008	2.860 2.845 0.015	
100 hr 後 差	2.805 0.032	2.811 0.024	2.811 0.013	2.823 0.010	2.830 0.015	
200 hr 後 差	2.775 0.030	2.787 0.024	2.797 0.014	2.812 0.011	2.819 0.011	
300 hr 後 差	2.741 0.034	2.763 0.024	2.775 0.022	2.795 0.017	2.795 0.024	
	2.809					第1リング交換
400 hr 後 差	2.773 0.036	2.741 0.022	2.762 0.013	2.782 0.013	2.785 0.010	
平均摩耗率（摺合を含まず）mm/100 hr	0.032 0.036	0.024	0.016	0.013	0.015	

b. 低温冷却機関　　単位：mm

	第1（メッキ）リング	第2リング	第3リング	第4リング	第5（オイル）リング	
運転前 摺合運転後 差	2.882 2.873 0.009	2.846 2.834 0.012	2.846 2.835 0.011	2.844 2.831 0.013	2.856 2.838 0.018	
100 hr 後 差	2.855 0.018	2.809 0.025	2.820 0.015	2.822 0.009	2.826 0.012	
200 hr 後 差	2.834 0.021	2.772 0.037	2.801 0.019	2.809 0.013	2.817 0.009	
300 hr 後 差	2.811 0.023	2.739 0.033	2.778 0.023	2.793 0.016	2.799 0.018	
	2.840					第1リング交換
400 hr 後 差	2.809 0.031	2.712 0.027	2.763 0.015	2.783 0.010	2.785 0.014	
平均摩耗率（摺合を含まず）mm/100 hr	0.021 0.031	0.031	0.018	0.012	0.013	

備考：シリンダ内壁と摺動する面（厚さ）を5ヶ所で計測し、その平均値で示す。

第 5 表 (a, b) ピストンリング高さ計測値

a. 高温冷却機関

単位: mm

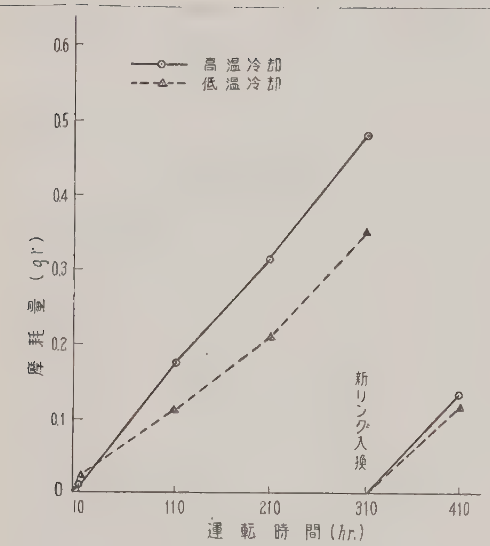
	第1(メッキ)リング	第2リング	第3リング	第4リング	第5(オイル)リング	
運転前 摺合運転後 差	2.974 2.968 0.006	2.972 2.969 0.003	2.962 2.961 0.001	2.973 2.972 0.001	3.976 3.974 0.002	
100 hr 後 差	2.959 0.009	2.965 0.004	2.959 0.002	2.970 0.002	3.970 0.004	
200 hr 後 差	2.949 0.010	2.962 0.003	2.958 0.001	2.969 0.001	3.968 0.002	
300 hr 後 差	2.944 0.005	2.962 0	2.958 0	2.969 0	3.967 0.001	
	2.975					第1リング交換
400 hr 後 差	2.960 0.015	2.961 0.001	2.956 0.002	2.969 0	3.967 0	
平均摩耗率(摺合を含まず) mm/100 hr	0.008 0.015	0.002	0.001	0.001	0.002	

b. 低温冷却機関

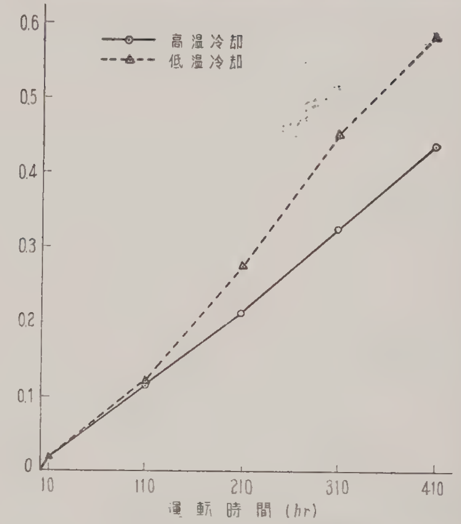
単位: mm

	第1(メッキ)リング	第2リング	第3リング	第4リング	第5(オイル)リング	
運転前 摺合運転後 差	2.972 2.970 0.002	2.974 2.973 0.001	2.978 2.975 0.003	2.974 2.973 0.001	3.978 3.975 0.003	
100 hr 後 差	2.959 0.011	2.968 0.005	2.973 0.002	2.969 0.004	3.971 0.004	
200 hr 後 差	2.949 0.010	2.965 0.003	2.969 0.004	2.968 0.001	3.969 0.002	
300 hr 後 差	2.940 0.009	2.964 0.001	2.969 0	2.968 0	3.968 0.001	
	2.974					第1リング交換
400 hr 後 差	2.956 0.018	2.961 0.003	2.969 0	2.968 0	3.968 0	
平均摩耗率(摺合を含まず) mm/100 hr	0.010 0.018	0.003	0.002	0.001	0.002	

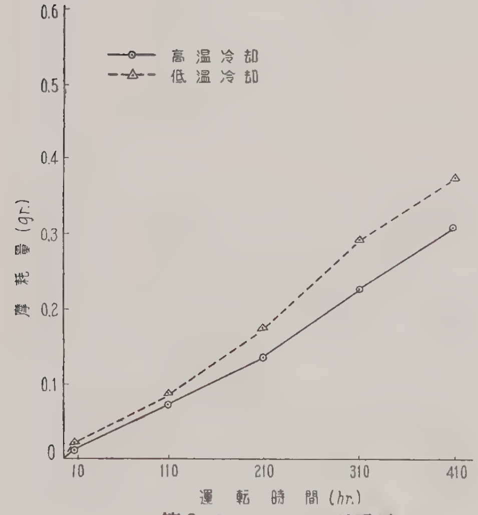
備考: ピストンのリング溝面と摺動する面(高さ)を5ケ所で計測し、その平均値で示す。



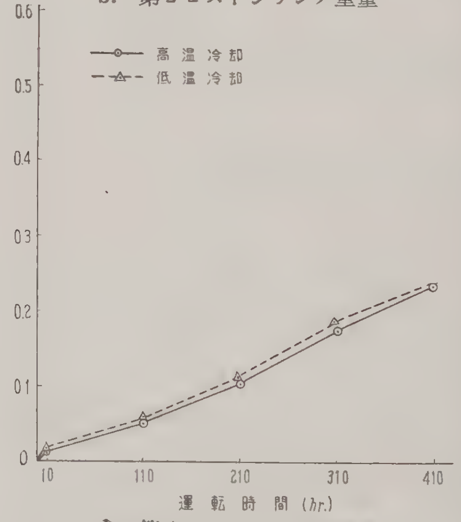
a. 第1ピストンリング重量



b. 第2ピストンリング重量

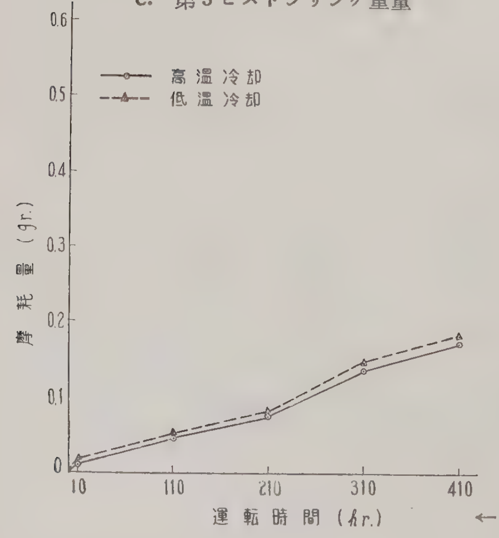


c. 第3ピストンリング重量

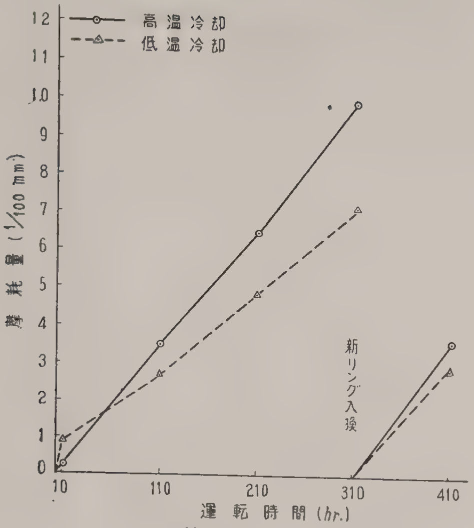


d. 第4ピストンリング重量

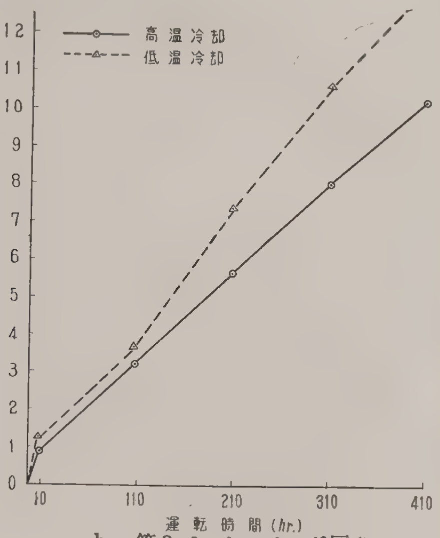
第6図 (a, b, c, d, e) 各ピストンリング重量摩耗経過比較



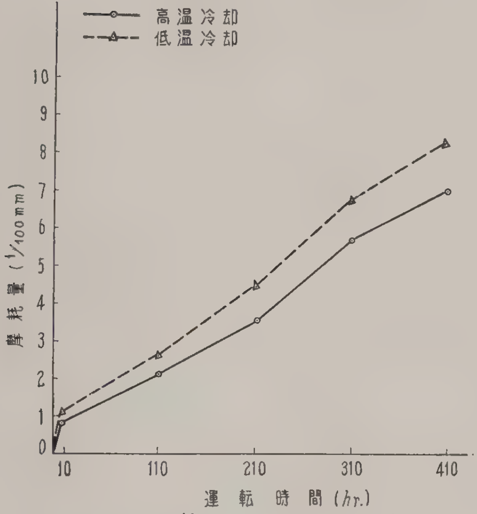
← e. 第5(オイル) リング重量



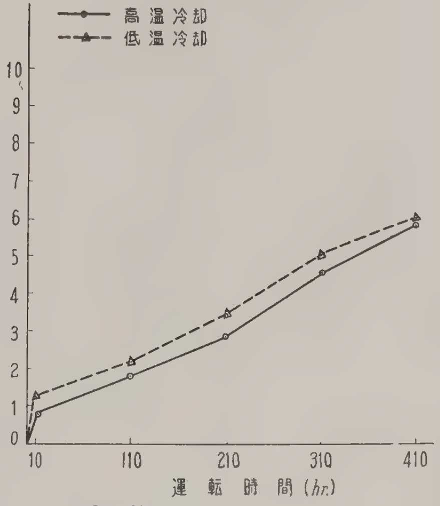
a.　第1ピストンリング厚さ



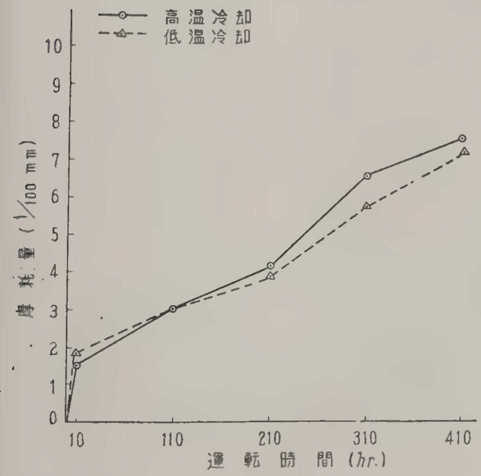
b.　第2ピストンリング厚さ



c.　第3ピストンリング厚さ

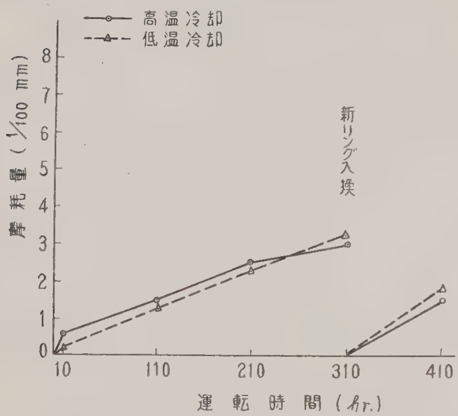


d.　第4ピストンリング厚さ

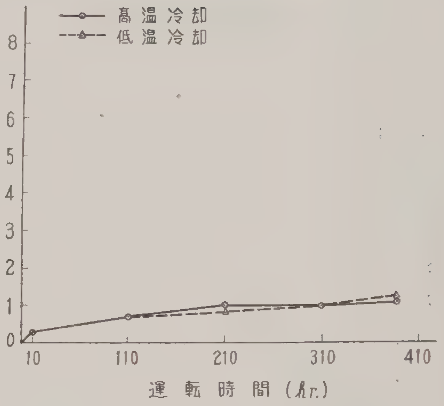


← e.　第5 (オイル) リング厚さ

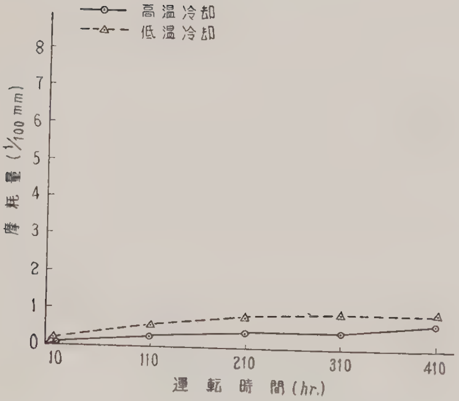
第7図　(a, b, c, d, e) 各ピストンリング厚さ摩耗経過比較



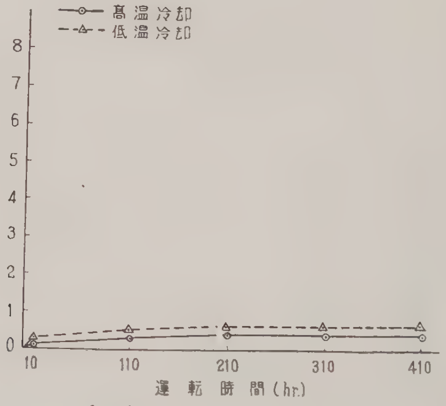
a. 第1ピストンリング高さ



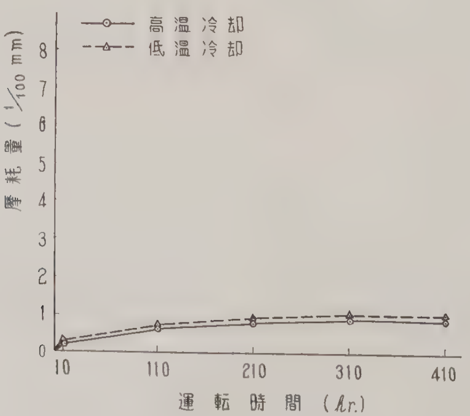
b. 第2ピストンリング高さ



c. 第3ピストンリング高さ



d. 第4ピストンリング高さ



e. 第5（オイル）リング高さ

第8図 (a, b, c, d, e) 各ピストンリング高さ摩耗経過比較

その他、ピストンピン及びクランクピン軸受（接合棒大端部）等の摩耗計測を行つたので、夫々第 6 表 (a, b) 乃至第 7 表 (a, b) に示し、又、夫々の摩耗経過を第 9 図及び第 10 図に図示した。何れも高温冷却の方が、僅かに摩耗率が多く現われている。

以上の如く、本実験により、シリンダ摩耗に対する冷却水温度の影響が非常に大きいことが明かにされた。本実験はA重油を使つたのであるが、若し軽油を使つたならこれ程の差は現はれず、又B重油を使つたなら更に著しい差が現はれたであろう。

第 6 表 (a, b) ピストンピン重量計測値

a. 高温冷却機関

単位：gr

		計測値
運転前		166.4042
摺合運転後		166.3870
	差	0.0172
100 hr	後	166.2316
	差	0.1554
200 hr	後	166.0570
	差	0.1746
300 hr	後	165.9024
	差	0.1546
400 hr	後	165.7443
	差	0.1581
平均摩耗率（摺合を含まず）gr/100 hr		0.1670

b. 低温冷却機関

単位：gr

		計測値
運転前		167.3185
摺合運転後		167.2904
	差	0.0281
100 hr	後	167.1910
	差	0.0994
200 hr	後	167.1031
	差	0.0879
300 hr	後	166.9804
	差	0.1227
400 hr	後	166.8888
	差	0.0916
平均摩耗率（摺合を含まず）gr/100 hr		0.1004

第 7 表 (a, b) クランクピンメタル重量計測値

a. 高温冷却機関

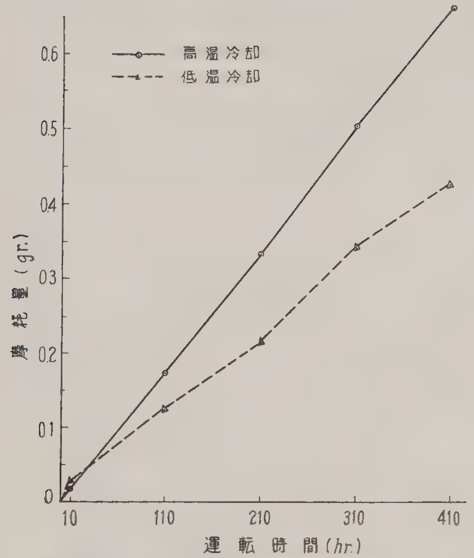
単位：gr

		上部メタル	下部メタル
運転前		39.5068	38.7812
摺合運転後		39.5000	38.7786
	差	0.0068	0.0026
100 hr	後	39.4818	38.7711
	差	0.0182	0.0075
200 hr	後	39.4696	38.7622
	差	0.0122	0.0089
300 hr	後	39.4515	38.7541
	差	0.0181	0.0081
400 hr	後	39.4400	38.7503
	差	0.0115	0.0038
平均摩耗率（摺合を含まず）gr/100 hr		0.0150	0.0071

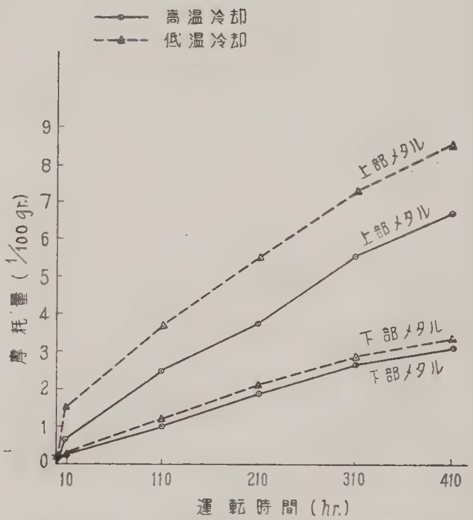
b. 低温冷却機関

単位：gr

		上部メタル	下部メタル
運転前		38.9900	39.0188
摺合運転後		38.9738	39.0162
	差	0.0162	0.0026
100 hr	後	38.9530	39.0064
	差	0.0208	0.0098
200 hr	後	38.9350	38.9976
	差	0.0180	0.0088
300 hr	後	38.9174	38.9900
	差	0.0176	0.0076
400 hr	後	38.9050	38.9861
	差	0.0124	0.0039
平均摩耗率（摺合を含まず）gr/100 hr		0.0172	0.0075



第 9 図　ピストンピン重量摩耗経過比較



第 10 図　クランクピンメタル重量摩耗経過比較

7. あ と が き

本実験により、高力運転で而も高温冷却でも、腐蝕摩耗が大いにあることが判つた。本実験ではA重油が使用されたが、更に低級の燃料油を使用すれば、この高温冷却でも一層摩耗し、その摩耗位置も上下に広がるであろう。供試機関は小型の為、シリンダ内のガスの冷却が普通の漁船機関より著しく、従つて腐蝕摩耗も多いのは当然であるが、普通の漁船機関では、冷却水出口温度が高力運転時 50°C 以下であることからして、腐蝕摩耗が大いに起つていることは充分考えられる。

シリンダ水衣の腐蝕防止法を解決し高温冷却を行い得る様にすることは勿論、その上更に高温冷却状態でも生ずる腐蝕摩耗を防止する策を研究する必要がある。かくしてB重油或はC重油を安心して使える様にしたいものである。

(昭和 30 年 9 月 10 日)

磁気羅盆に関する研究—V
(制動液とダンパーに関する実験　第1報)

石井謙治　鈴木　裕

概　　要

磁気羅盆に関する研究も第5回となつたが、今回は制動液とダンパーについての実験を行つた。その結果、現用制動液(仮りに高粘性制動液と謂う)の 1/10 程度の動粘性係数のもの(低粘性制動液と謂う)を用いると、随伴角は殆ど無くなり、適当なダンパーを設ければ、制振特性も亦非常に良好になるということが明らかになつた。その他主な点は次のようである。

(1) 現用制動液では随伴角も制振特性もほぼ限界に達しており、ダンパーを用いても制動の向上は多く望めない。

(2) 制動を良くするためには、羅牌面による制動を少くし、ダンパーによる制動を大きくすることが必要であり、それには低粘性制動液が適している。

(3) ダンパーをつけた場合の制振特性の実験式は、ダンパーの無い場合の実験式の常数を変化するのみでよい。その常数の変化の割合は粘性に関係なく、ダンパーの大きさによつて決定される。

(4) ダンパーの大きさには限界があり、それ以上ではかえつて制振特性を悪くする。その限界は粘性によつて異り、動粘性係数の 0.6 乗に反比例する。

以上のように低粘性制動液による羅牌特性の向上は著るしく、高粘性制動液に対する優越性は決定的であるといえよう。

Study on Magnetic Compass Bowl—Report V
(Experiments on Damping Liquid and Damper No. 1)

ABSTRACT

As our fifth atempt on the studies of the liquid magnetic compass, we made an experiment of damping liquid and the dampers. The result is, a newly designed compass which has a liquid of ten times less viscosity than the usual one produces almost no dragged-angle (or waked angle), and if the dampers be fitted, the damping characteristics become very good. The details of the experiments are as follows,

1) In the present compasses, it is hardly possible to get less dragged-angle and better damping characteristics. even if more dampers are installed,

2) To make the damping effect better, damping at the compass card must be changed into damping by dampers, and for this purpose, liquids of less viscosity must be used.

3) The experimental formula of damping curve by dampers is same as the formula without dampers, but with different coefficient. The coefficient is determined not by the viscosity of the compass liquid, but by the size of the dampers.

4) But too large dampers make the damping characteristics worse.

The bestsize is dependent on the viscosity of the compass liquid, and the best area is inversely proportional to the 0.6th power of the viscosity.

The low viscosity liquid is proved to be far better in its characteristics than the high viscosity liquid for compass.

項　　目

まえがき
1. 制動液の粘性とダンパーについて
　(1) 粘性と随伴角、制振特性との関係
　(2) ダンパーの抵抗について
　(3) 実験に用いたダンパーについて
　(4) 実験に用いた羅牌部について
2. 高粘性制動液とダンパーの特性
　(1) 線状ダンパーの制動効果
　　(a) 制振特性の測定成績
　　(b) ダンパーの直径及長さと制振特性との関係
　　(c) $d^{0.3}l$ と t_1, T, P_1 の関係
　(2) 網状ダンパーの制動効果
　(3) 随　伴　角
3. 低粘性制動液とダンパーの特性
　(1) 制振特性の測定成績
　(2) 低粘性制動に於ける t_1, T, P_1 の実験式について
　(3) 線状ダンパーの制動効果
　(4) 網状ダンパーの制動効果
　　(a) $d^{0.3}l$ と t_1, T, P_1 の関係
　　(b) ダンパー数との関係
　(5) 随　伴　角
4. 高粘性制動と低粘性制動との比較
　(1) 同型ダンパーの制動効果の比較
　(2) 随伴角の比較
　(3) 現用羅盆との比較
5. 実験結語
むすび

まえがき

磁気コンパスは船の動揺や旋回運動に対して、その指北性が安定でなければならない。然し実際には動揺誤差や随伴誤差(随伴角)を生じて、荒天時や高緯度地方の航海に支障を来している。一般に動揺誤差を少くするために、比較的粘性の大きい液体を用いて制動を行つているが、その反面随伴角を生じるという結果を招いている。又随伴角の無い乾式コンパスでは無制動に等しいため、近頃は殆ど顧られなくなつて了つた。かように制動と随伴角とは全く矛盾した関係になつており、現状では使用状況によつて一方の性能を良くするため、他方を犠牲にするという方法をとる程度で、根本的な解決法はとられていないのである。制動効果をより一層向上する目的で、英国ヘンリーヒューズ社、デッドビート型コンパスのように、羅牌部に制動子(以後ダンパーと謂う)を設けているものがあるが、これらにしても、又日本のJES規格によるものにしても、制動はともかくとして、随伴角が大きく、最善のものとは云い難い。

漁船研究室では過去3回に亙つて随伴角や制振特性の研究を報告して来たが、これらはすべて現用の35%エチルアルコール制動液とダンパーの無い場合のものについてであつた。そこで今回は制動液とダンパーについての系統的実験を行い、一応の成果を得たので報告することにした。

1. 制動液の粘性とダンパーに就て

(1) 粘性と随伴角、制振特性との関係

現在使用されている制動液は殆どが 35% エチルアルコールで、その動粘性係数（以後 ν とする）は 3.5×10^{-2} cm²/s (15°C) である。又近頃米国で多く用いられているコンパスオイル（石油系でケロシンに相当するもの）は 2×10^{-2} cm²/s 程度で、共に比較的高い粘性の液体によつて制動を行つている。かように現在では高い粘性制動液が標準となつており、これらは恐らく制動もよく、随伴角も亦妥協出来ると考えた結果決められたものなのであろう。然し我々はかような既成概念に捆れずに研究を進めてゆく積りである。

先づ随伴角 (θ) と粘性との関係をみると、これは既に報告したように次の実験式[1]で表される。

$$\theta=120\frac{\mu}{MH}(0.325\,r-1.60)\,(10^2\,\omega)^{1-0\ 07(a-r)} \qquad \cdots\cdots(1)$$

但し
- μ ………制動液の粘性係数 ($\mu>2\times10^{-2}$ poise)
- M………磁針の磁気能率
- H………地磁気水平分力
- ω ………旋回角速度
- a ………羅盆の内半径
- r ………羅牌の半径

この実験式は $\mu\fallingdotseq\nu$ の場合の実験より作成したものであり、μ の代りに ν を入れても差支えない。従つて随伴角を減少させるためには、ν を小さくすることが必要となつてくる。次に制振特性と粘性との関係をみると、主要点の経過時間 t_i 及び行過ぎ角 P_i は次の式[2]で表される。

$$t_i=K_{ti}d^{8/3}\rho^{2/3}\nu^{1/3}(MH)^{-2/3} \qquad \cdots\cdots(2)$$

$$P_i=K_{pi}\nu^{-1/5}(MH)^{1/3} \qquad \cdots\cdots(3)$$

但し
- K_{ti}, K_{pi}………常数
- d ………………羅牌の直径
- ρ ………………制動液の密度

従つて ν を小さくすれば、t_i は ν の 1/3 乗に比例して速く、P_i は 1/5 乗に反比例して大きくなつて、所謂制動不足となる。しかし随伴角が ν に比例するのに較べて、その割合は遙かに少いから、この制動不足をダンパーによつて補うことが出来れば非常によいコンパスが出来る訳である。

さて高粘性制動液（35%エチルアルコール）と比較実験すべき低粘性制動液には前者の ν に対して、およそ 1/10 程度のものを用いることとし、さし当つてトリクロールエチレン ($CCl_2:CHCl$) を使用することに決定した。トリクロールエチレンは ρ が大きく、(2) 式との関係を調べる意味もあつて採り上げたものである。第 1 表はその特性で、35%エチルアルコールと比較して示す。

第 1 表

項目 ＼ 種類	35%エチルアルコール C_2H_5OH	トリクロールエチレン $Ccl_2:CHcl$
比重 (15°C)	0.95	1.47
粘性係数 (10^{-2} Poise)	3.3 (15°C)	0.61 (15°C)
動粘性係数 (10^{-2}cm²/s)	3.5 (15°C)	0.41 (15°C)
熔融点 (°C)	−114 (純)	−86
沸点 (°C)	78 (純)	86.7

1) 漁船研究技報 No. 3.

2) 漁船研究技報 No. 4, 5.

ここで本稿の制振特性の取扱い方について一寸触れて置こう。制振特性を代表するものは感度、周期、第1行過ぎ角であるから、今後は主としてこの三者につい比較検討することとする。そこで (2) 及び (3) 式の示す t_i のうち t_1 が感度、t_5-t_1 が周期、P_i のうち P_1 が第1行過ぎ角であるから、夫々 t_1, T, P_1 の符号を使用する。又 $P_1\times t_1$ は制振特性の良否を端的に表現するものとして、これを仮りに制振定数と呼ぶ。磁気コンパスに要求される制動効果とは、行過ぎ角が小さく、感度が早くしかも静止時間の短いことであり、周期は第二義的であつて、むしろ無周期的なことが望ましい。従つて $P_1\times t_1$ が小さい程良好な制振特性ということが出来るのである。

又高粘性、低粘性というのも、単に比較的のものであつて、両者を区別するための呼称に過ぎない。

(2)　ダンパーの抵抗について

前述の如くダンパーは制動を良くする目的で用いる。これは流体抵抗を利用するもので、円形断面の細長い線を用いるのが普通である。抵抗を大きくするには平板が最も効果的であるようにみえる。しかし平板ダンパーは P_1 の減少の割合には t_1, T の増加が大きくて不適当であり、従つて細長い線が用いられているのである。ここで細長い線の抵抗について検討を加えてみよう。今線の直径及長さを夫々 d, l とし、流れがその直径方向にあり、その速さを v とすれば、抵抗 R は

$$R=\frac{1}{2}c_x\rho v^2dl \cdots\cdots (4)$$

但し　c_x………抵抗係数

である。然るに磁気コンパスでは v が極めて小さく、d も亦同様なので、レイノルヅ数は非常に小さくなる。仮りに $d<1$ mm, $v<1.5$ cm/s としてレイノルヅ数（R_e）を計算すると

$\nu=3.5\times10^{-2}$ cm²/s（35% エチルアルコール）では

$R_e<4$

$\nu=0.41\times10^{-2}$ cm²/s（トリクロールエチレン）では

$R_e<35$

となる。この範囲の R_e では

$$c_x \doteqdot kR_e^{-0.7}\quad (d/l>50) \cdots\cdots (5)^{3)}$$

となり (4) 式に代入すると

$$R=\frac{1}{2}k\rho^{0.3}v^{1.3}\mu^{-0.7}d^{0.3}l \cdots\cdots (6)$$

かように低レイノルヅ数の場合に於ける線の抵抗は、直径よりも長さの方が遙かに有効であることが判る。従来のダンパーが細長い線を用いているのは偶然であるにしても、極めて合理的であつた訳である。

(3)　実験に用いたダンパーについて

実験に当つては線状ダンパーと網状ダンパーの二つの型式を用意した。

先づ線状ダンパーに与えた条件は次のようである。

線の直径 (mm)…………0.34,　0.5,　0.81,　1.00

形　　状…………………A,　B,　C,　D,　E

ダンパー数…………………2,　4,　8,　(但し 0.81 mm は6本を含む)

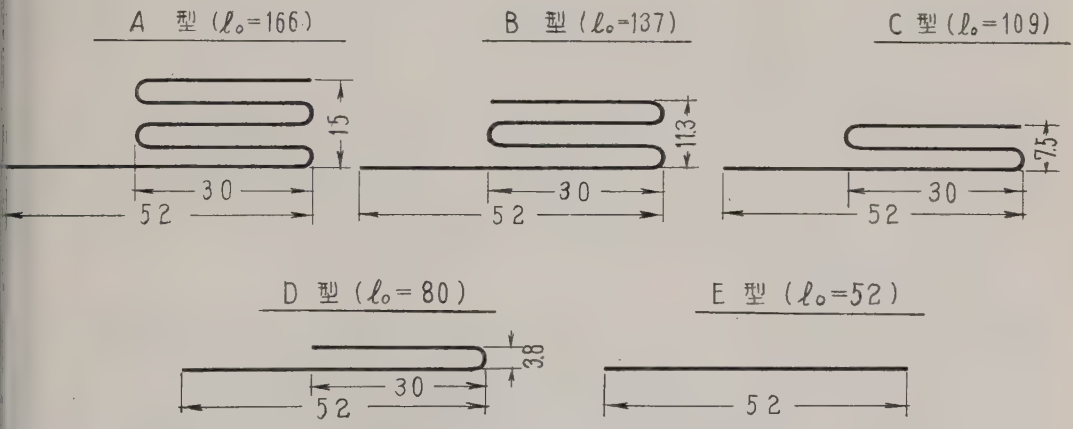
以上を夫々組合せて系統的実験を行つたのであるが、第2表はその場合の各ダンパーの抵抗面積（ndl_0）有効抵抗数（$nd^{0.3}l_0$）羅牌部に附けた際の慣性能率増加（ΔI）を示すものである。ここに有効抵抗数とは仮に名附けたものであつて、ダンパーの抵抗が（$d^{0.3}l$）に比例することから、これと制振特性との関係を調べるために、掲げたものである。形状については第1図の如く長さを系統的に変化させた。

次に網状ダンパーについて述べよう。ダンパーの長さを極端に長くしようとすると、線状ダンパーでは適

3)　藤本武助；応用流体力学

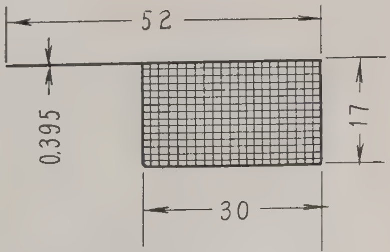
第 2 表　線状ダンパーの諸元

形状 ＼ ダンパーの数 ＼ d (mm)		0.34			0.50			0.81			1.00		
		ndl_0	$d^{0.3}l_0$	ΔI	ndl_0	$d^{0.3}l_0$	ΔI	ndl_0	$d^{0.3}l_0$	ΔI	ndl_0	$d^{0.3}l_0$	ΔI
A (l_0=16.6 cm)	2	1.1	2.3	12.8	1.7	2.7	26.8	2.7	3.1	75.4	3.3	3.3	105
	4	2.2	4.6	25.6	3.3	5.4	53.6	5.4	6.2	150.8	6.6	6.6	210
	8	4.3	9.2	51.2	6.6	10.8	107.2	10.7	12.4	301.6	13.2	3.2	420
B (l_0=13.7 cm)	2	0.9	1.9	10.4	1.4	2.2	22.0	2.2	2.6	59.6	2.7	2.8	84
	4	1.9	3.8	20.8	2.7	4.5	44.0	4.4	5.1	119.2	5.5	5.5	169
	8	3.7	7.6	41.6	5.3	8.9	88.0	8.9	10.2	238.4	11.0	11.0	338
C (l_0=10.9 cm)	2	0.75	1.5	8.0	1.1	1.8	17.2	1.8	2.0	43.8	2.1	2.1	64
	4	1.5	3.0	16.0	2.2	3.5	34.4	3.5	4.0	147.6	4.2	4.2	128
	8	3.0	6.0	32.0	4.4	7.0	68.8	7.0	8.1	175	8.3	8.3	256
D (l_0=8.0 cm)	2	0.55	1.1	5.6	0.8	1.3	12.4	1.3	1.5	28.0	1.6	1.6	44
	4	1.1	2.2	11.2	1.6	2.6	24.8	2.6	3.0	56.0	3.2	3.4	87
	8	2.2	4.4	22.4	3.2	5.2	49.6	5.2	6.0	112	6.4	6.2	174
E (l_0=5.2 cm)	2	0.35	0.7	3.2	0.5	0.8	7.6	0.8	1.0	12.2	1.0	1.0	23
	4	0.7	1.4	6.4	1.0	1.7	15.2	1.7	1.9	24.4	2.1	2.1	46
	8	1.4	2.9	12.8	2.1	3.4	30.4	3.3	3.7	48.8	4.2	4.2	93



第 1 図　線状ダンパーの形状

当な形状を作ることが出来ない。そこで細い網を利用したのが網状ダンパーである。第 2 図はその形状で、第 3 表は網目を変えた場合の諸元を示す。表中「30 目」「50 目」とあるのは、長さ 1 寸に対する網目数の呼称であり、同じ目数でも線径の異るものには A, B の符号で区別した。尚これらダンパーの形状は、実験を主としたため、羅牌傾斜などの実際面えの考慮は払はれていない。



第 2 図　網状ダンパーの形状

第 3 表 網状ダンパーの諸元 (4 本の場合)

種　類	線の直径 d(mm)	線の全長 l_0(cm)	網目のピッチ (mm)	抵抗面積 $4dl_0$(枠共)	有効抵抗数 $4d^{0.3}l_0$(枠共)	慣性能率 (羅牌共) I
枠 (網なし)	0.396	40.8		1.6	3.1	1290
20 目 A	0.274	26.8	1.51	7.6	21.3	1390
20 目 B	0.276	26.8	1.51	7.6	21.3	1370
30 目	0.141	40.8	1.01	5.6	25.8	1350
50 目 A	0.132	68.0	0.61	10.0	40.1	1350
50 目 B	0.178	68.0	0.61	12.0	43.1	1370
100 目	0.101	133.0	0.30	13.0	60.0	1340

(4) 実験に用いた羅牌部について

羅牌部は既報の随伴角や制振特性の実験に使用したものと同一で (JES 規格によるT社製の 165 型) その要目は次の通りである。

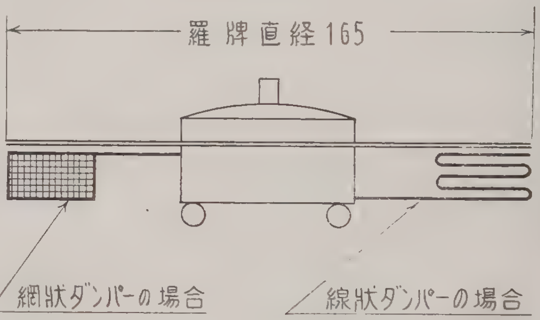
羅牌直径 (mm)　165　　磁気能率 (gauss)　1,650

慣性能率 (g-cm²)　880 (但し、トリクロールエチレンの場合 1,180)

液中重量 (g)　10

トリクロールエチレンの場合の慣性能率は液中重量調整用の錘のために、300 g-cm² だけ大きくなつている。

この羅牌部に上記各種ダンパーを取付ける。その取付法は第 3 図のようであり、ダンパーの外縁が羅牌外周と一致するよう特に注意した。叉平面的には羅牌中心より放射状、等間隔に取付けた。



第 3 図 ダンパーの取付法

2. 高粘性制動液とダンパーの特性

(1) 線状ダンパーの制動効果

(a) 制振特性の測定成績

高粘性制動液として 35% エチルアルコール ($\nu=3.5\times10^{-2}$ cm/s) を用い、第 2 表の各種線状ダンパーを羅牌部に取付けて制振特性を測定した。第 4 表乃至第 7 表がその成績で、主要特性である t_1, T, P_1 のみを掲げた。第 4 図は全ダンパーの t_1 と P_1 をプロットし、その関係をみたもので A 及び B 型は P_1 減少の割に t_1 の増加が大きく (制振定数 P_1t_1 が大) 悪い傾向を持ち、C, D, E 型が良い傾向を示す結果となつて

第 4 表 直径 0.34 mm ダンパーの特性

$d=0.34$ mm, $\nu=3.5\times10^{-2}$ cm²/s, $H=0.30$ gauss.

本数	2				4				8			
形状	感度 t_1	周期 T	行過ぎ角 P_1	$d^{0.3}l$	感度 t_1	周期 T	行過ぎ角 P_1	$d^{0.3}l$	感度 t_1	周期 T	行過ぎ角 P_1	$d^{0.3}l$
A	6.7	25.6	12.7	2.3	7.55	28.0	11.6	4.6	8.6	35.4	11.3	9.2
B	6.7	25.3	12.7	1.9	7.3	27.0	11.3	3.8	8.3	29.2	10.8	7.6
C	6.5	24.1	12.8	1.5	7.0	26.8	11.5	3.0	7.8	28.2	10.5	6.0
D	6.4	24.3	13.1	1.1	6.8	24.5	12.2	2.2	7.4	27.0	11.0	4.4
E	6.3	23.9	13.6	0.7	6.5	25.0	12.8	1.4	7.0	25.0	11.9	2.9

第 5 表　直径 0.5 mm ダンパーの特性

$d=0.50$ mm，$\nu=3.5\times10^{-2}$ cm²/s，$H=0.30$ gauss.

本数	2				4				8			
形状	感度 t_1	周期 T	行過ぎ角 P_1	$d^{0.3}l$	感度 t_1	周期 T	行過ぎ角 P_1	$d^{0.3}l$	感度 t_1	周期 T	行過ぎ角 P_1	$d^{0.3}l$
A	7.0	27.0	12.5	2.7	7.45	28.7	11.8	5.4	8.8	36.1	11.8	10.8
B	6.8	26.2	12.5	2.2	7.25	28.2	11.5	4.5	8.5	33.6	10.9	8.9
C	6.6	25.9	12.6	1.8	6.95	26.2	11.6	3.5	7.9	29.3	10.6	7.0
D	6.6	25.8	12.8	1.3	6.8	24.8	12.0	2.6	7.5	27.0	10.5	5.2
E	6.5	24.7	13.4	0.8	6.5	24.3	13.0	1.7	6.8	24.7	11.8	3.4

第 6 表　直径 0.81 mm ダンパーの特性

$d=0.81$ mm，$\nu=3.5\times10^{-2}$ cm²/s，$H=0.30$ gauss.

本数	2				4				6				8			
形状	感度 t_1	周期 T	行過ぎ角 P_1	$d^{0.3}l$	感度 t_1	周期 T	行過ぎ角 P_1	$d^{0.3}l$	感度 t_1	周期 T	行過ぎ角 P_1	$d^{0.3}l$	感度 t_1	周期 T	行過ぎ角 P_1	$d^{0.3}l$
A	7.1	27.9	12.4	3.1	7.85	31.2	11.7	6.2	8.50	35.5	11.9	9.3	8.95	37.0	12.7	12.4
B	7.1	28.3	12.0	2.6	7.75	30.9	11.4	5.1	8.20	32.3	11.2	7.7	8.70	37.3	11.6	10.2
C	6.75	24.9	12.5	2.0	7.40	27.8	11.2	4.0	7.75	29.7	10.8	6.1	8.20	31.0	11.0	8.1
D	6.5	24.3	13.2	1.5	6.90	24.8	12.1	3.0	7.35	24.4	11.2	4.5	7.50	28.0	10.9	6.0
E	6.35	24.0	13.8	1.0	6.65	24.8	12.7	1.9	6.80	24.2	12.3	2.9	6.95	26.0	11.7	3.7

第 7 表　直径 1.00 mm ダンパーの特性

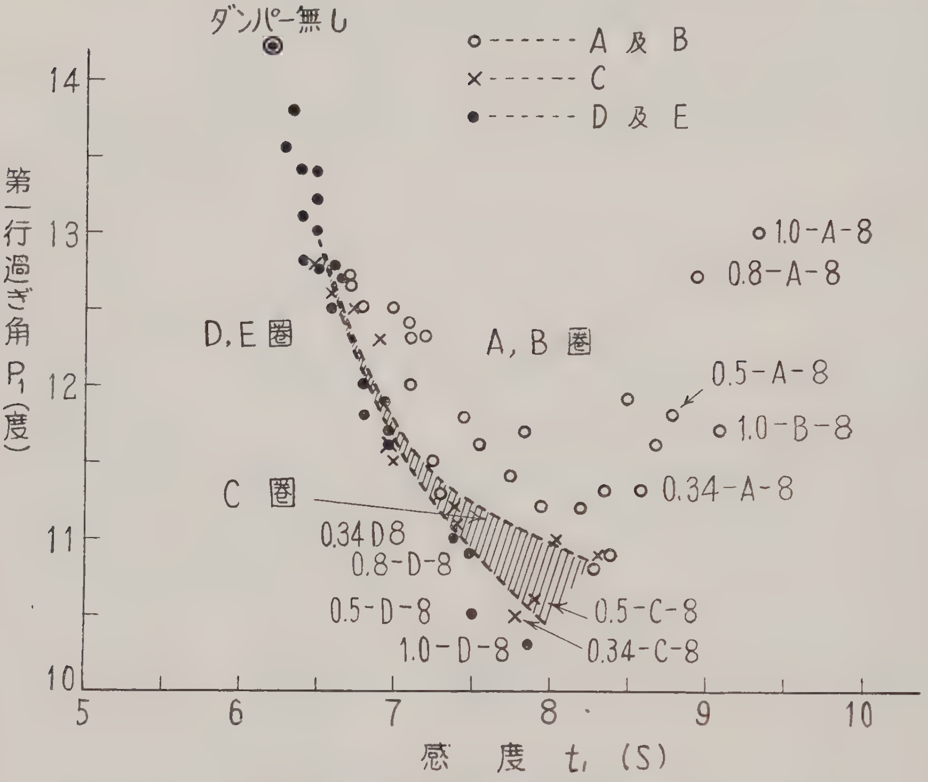
$d=1.00$ mm，$\nu=3.5\times10^{-2}$ cm²/s，$H=0.30$ gauss.

本数	2				4				8			
形状	感度 t_1	周期 T	行過ぎ角 P_1	$d^{0.3}l$	感度 t_1	周期 T	行過ぎ角 P_1	$d^{0.3}l$	感度 t_1	周期 T	行過ぎ角 P_1	$d^{0.3}l$
A	7.20	27.9	12.3	3.3	8.35	33.2	11.3	6.6	9.35	39.2	13.0	13.2
B	7.10	26.9	12.3	2.8	7.95	30.1	11.2	5.5	9.10	38.2	11.7	11.0
C	6.90	26.0	12.3	2.1	7.40	27.1	11.1	4.2	8.35	32.4	10.9	8.3
D	6.55	24.9	12.8	1.6	7.00	24.8	11.9	3.2	7.85	30.2	10.3	6.4
E	6.40	24.9	13.4	1.0	6.45	24.6	12.8	2.1	6.95	25.0	11.6	4.2

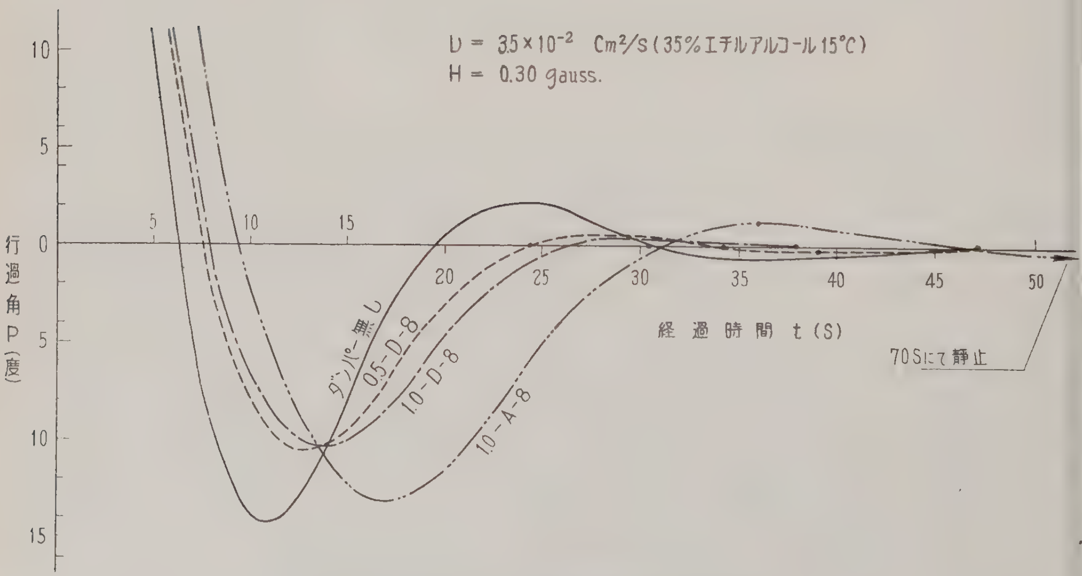
第 8 表　線状ダンパーの制振特性

$\nu=3.5\times10^{-2}$ cm²/s，$H=0.30$ gauss.

ダンパーの種類	主要点の経過時間 (s)							行過ぎ角(度)			$d^{0.3}l$	周期(s) T	制動率 (%)	ダンパーのみの制動率(%)	P_1t_1
	t_1	t_2	t_3	t_4	t_5	t_6	t_7	P_1	P_2	P_3					
ダンパー無し	6.20	11.0	19.3	23.5	30.4	35.4	46	14.2	2.2	0.6	0.0	24.2	68.5	0	88
1.0-D-8	7.85	13.4	26.3	29.0	38.0	—	—	10.3	0.4	—	6.4	30.2	77.0	8.5	81.5
0.81-D-8	7.50	12.9	25.7	28.9	33.7	40.4	57	10.9	0.3	0.3	6.0	26.2	76.0	7.5	82
0.5-C-8	7.90	13.6	28.7	31.1	37.2	43	52	10.6	0.2	0.2	7.0	31.0	76.5	8.0	83.5
0.5-D-8	7.50	12.7	24.3	28.0	34.5	39	47	10.5	0.5	0.2	5.2	27.0	76.5	8.0	79
0.34-C-8	7.80	13.4	27.4	30.7	36.0	42	60	10.5	0.2	0.2	6.0	28.2	76.5	8.0	82
0.5-E-4	6.50	11.5	20.2	24.0	30.8	35.2	60	13.0	1.6	0.5	0.8	24.3	71.0	2.5	84.5
1.0-A-8	9.35	16.7	31.0	36.0	46.5	52	70	13.0	1.3	0.3	13.2	39.2	71.0	2.5	122



第 4 図 感度 (t_1) と行過ぎ角 (P_1) の関係



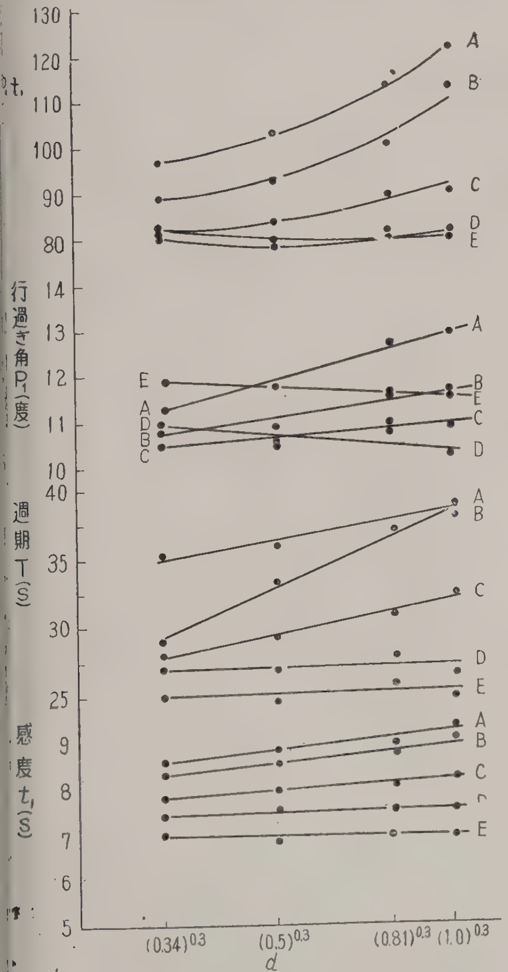
第 5 図 線状ダンパーの制振曲線 (高粘性制動)

いる。この中から制動良好なものをあげて、その制振特性を第8表に示す。尚ダンパーの種類を区別するため、直径、形状、本数を順次に 0.5-D-8 というように表現した。この表中下2例、(0.5-E-4、及び 1.0-A-8) は P_1 が等しく t_1 が著るしく異なる場合を比較したもので、前者は制動不足、後者は制動過剰の例である。さて良いダンパー5種の中でも 0.5-D-8 は制振定数 $(P_1\times t_1)$ 79 で最も良く、1.0-A-8 のそれは 122 に達して、ダンパーによつては逆効果になることを示している。第5図の制振曲線は 0.5-D-8 と P_1 の最小の 1.0-D-8 とを良いダンパーの代表例とし、1.0-A-8 を悪いダンパーの代表例として、ダンパー無しの場合に比較させたものである。これによつてダンパーの制動状態がよく判ると思う。以下 (b) (c) 項でダンパーと制動効果との関係を検討することとしよう。

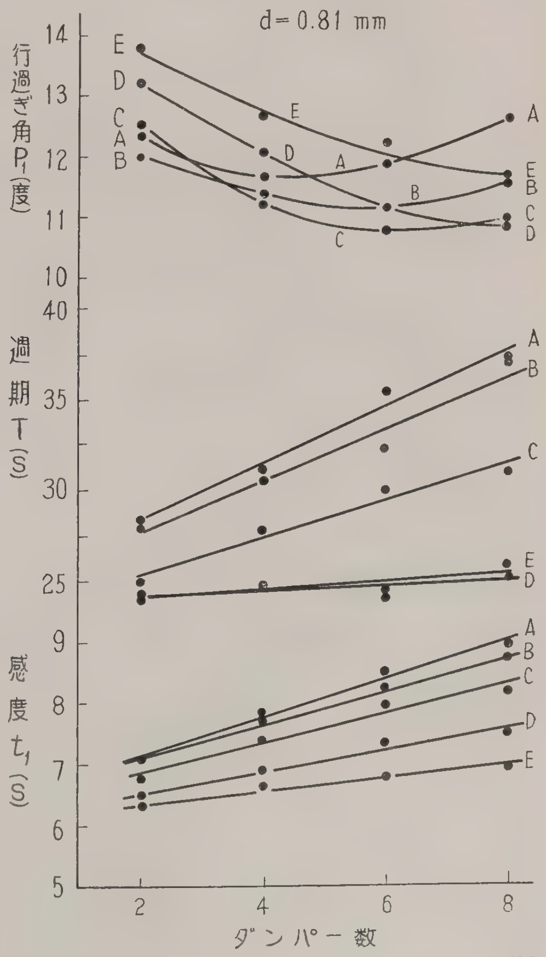
(b)　ダンパーの直径及長さと制振特性の関係

1、(2) 項で述べたようにダンパーの抵抗は $d^{0.3}$ に比例する。これが制振特性えどのように関係するかを検べてみると、第6図の如く $d^{0.3}$ は t_1, T, P_1 にほぼ比例している。唯形状によつて比例常数が異るだけである。

次に長さ (l) との関係をみよう。第7図は同径 (0.81 mm) ダンパーの本数を変えた場合で、これは長さを変えたことと同じである。t_1,T は明らかに比例し、形状によつて比例常数が変化することも、$d^{0.3}$ の場合



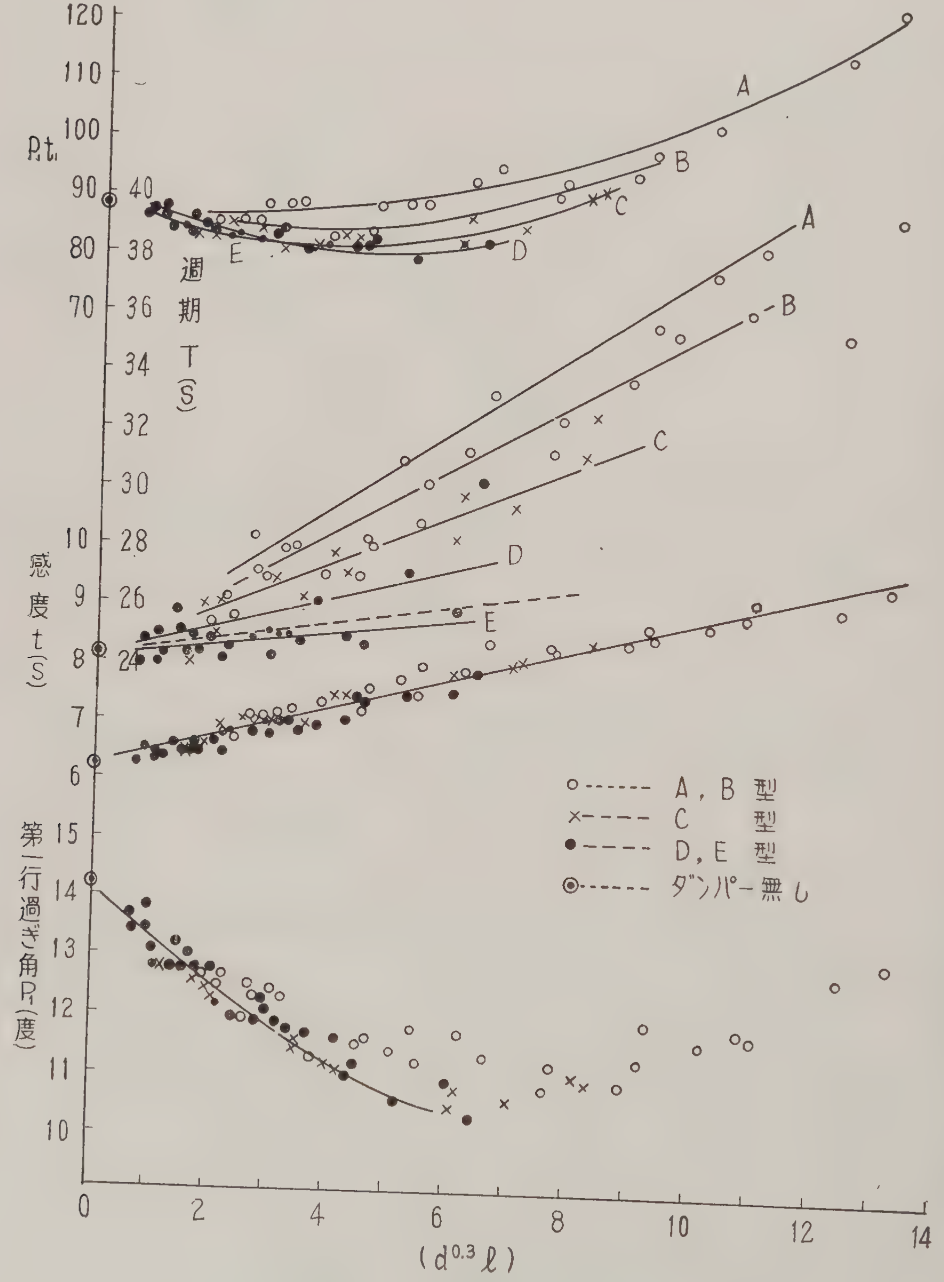
第 6 図　直径(d)と t_1, T, P_1 との関係



第 7 図　ダンパーの本数(長さ)と t_1, T, P_1 との関係

と同様である。又 P_1 は抛物線に近い曲線的関係で、各形状の最小値は本数に関連を持つている。

以上の如くダンパーの抵抗に比例する $d^{0.3}$ と l とは、そのまま t_1 及び T に比例することが判つた。これは重要な意味を持つもので、すべてのダンパーを形状や本数とは無関係に、$d^{0.3}l$ というものによつて、制振特性との関係を統一的に取扱うことが可能となるのである。



第 8 図　$d^{0.3}l$ と t_1, T, P_1, P_1t_1 との関係

(c)　($d^{0.3}l$) と t_1, T, P_1 の関係

第8図は $d^{0.3}l$ と t_1, T, P_1, P_1t_1 との関係を示すもので、このグラフはダンパーの形状、直径、本数の如何にかかわらずすべての組合せを含んでいる。

先づ t_1 についてみれば、形状、直径、本数に無関係にほぼ $d^{0.3}$ に比例している。今ダンパーをつけた場合の感度を t_1' とすれば

$$t_1'=t_1+0.25(d^{0.3}l) \quad\cdots\cdots(7)$$

となり、(2) 式は次のように書変えられる。

$$t_1'=K_{t_1}\{1+4.0\times10^{-2}(d^{0.3}l)\}d^{5/6}\rho^{5/6}\nu^{1/6}(MH)^{-5/6} \quad\cdots\cdots(8)$$

従つて、ダンパーによる常数の変化 (ΔK_{t_1}) は

$$\Delta K_{t_1}=K_{t_1}\cdot4.0\times10^{-2}(d^{0.3}l)=2.8\times10^{-2}(d^{0.3}l)\cdots\cdots(\text{但し } K_{t_1}=0.70)^{4)} \quad\cdots\cdots(9)$$

となる。

次に T は形状によつて比例常数が異つてきているが、夫々は大体比例している。即ち、

$$T'=T+k(d^{0.3}l) \quad\cdots\cdots(10)$$

但し k は形状別に次のようになる。

A型 ……………1.3
B型……………1.1
C型……………0.8
D型……………0.5
E型……………0.25

形状の相異を長さに置換え、各形状1本当りの長さを l_0 とすれば、上の各常数はほぼ次の関係にある。

$$k=2.7\times10^{-2}l_0^{1.4} \quad\cdots\cdots(11)$$

これより (10) 式の k は形状別にする必要が無くなつてくる。

従つて (10) 式は

$$T'=K_T\{1+1.1\times10^{-3}l_0^{1.4}(d^{0.3}l)\}d^{5/6}\rho^{5/6}\nu^{1/6}(MH)^{-5/6} \quad\cdots\cdots(12)$$

となり、ダンパーによる常数の変化 ΔK_T は、$K_T=2.7$ であるから、

$$\Delta K_T=K_T\cdot1.1\times10^{-3}l_0^{1.4}(d^{0.3}l)=3.0\times10^{-3}l_0^{1.4}(d^{0.3}l) \quad\cdots\cdots(13)$$

となる。故に $l_0\fallingdotseq6.5$ cm (D型とE型の中間) では

$$\Delta K_T=K_T\cdot4\times10^{-2}(d^{0.3}l) \quad\cdots\cdots(14)$$

となつて、t_1 の場合と等しく、この場合に於てはダンパーによる t_1, T の伸びの割合が同じになる訳である。

次に P_1 と $d^{0.3}l$ との関係は甚だ興味がある。P_1 は $d^{0.3}l\fallingdotseq6$ 附近で最小値を示し、これより増減何れでも大きくなつている。これはダンパーの制動効果に限界のあることを意味するもので、極めて重要である。形状の効果としては A, B型が悪く、C, D型が良い。(この事は後に述べる) P_1 と $d^{0.3}l$ は大体拋物線的関係にあるが、$d^{0.3}l=6$ 以上は実用的に全く無意味であるから省略し、6 以下についてのみ取扱うとこの範囲ではほぼ次のような関係にある。即ち

$$P_1'=P_1-0.1(d^{0.3}l)^{0.85} \quad (\text{但し } d^{0.3}l<6,\ \text{A, B型は } d^{0.3}l<4) \quad\cdots\cdots(15)$$

従つて

$$P_1'=K_{P_1}\{1-7.0\times10^{-3}(d^{0.3}l)^{0.85}\}\nu^{-1/6}(MH)^{1/6} \quad\cdots\cdots(16)$$

で表される。ダンパーによる常数の変化 ΔK_P は

$$\Delta K_P=K_{P_1}\cdot7.0\times10^{-3}(d^{0.3}l)^{0.85}\fallingdotseq2.4\times10^{-2}(d^{0.3}l)^{0.85} \quad (\text{但し、} K_{P_1}=3.4) \quad\cdots\cdots(17)$$

となる。これを少し簡単に取扱うと、

4) 漁船研究技報 No. 5.

$$P_1'=P_1-0.6(d^{0.3}l) \quad \cdots\cdots (18)$$

従つて

$$\Delta K_P \fallingdotseq K_{P_1}\cdot 4\times 10^{-2}(d^{0.3}l) \quad \cdots\cdots (19)$$

となり、t_1, T の場合と同様な関係となる。この結果DE型級のダンパーを附けた場合、その制振特性はすべて $4\times10^{-2}d^{0.3}l$ によつて決定される訳であつて、甚だ興味ある結果になつたのである。

最後にダンパーの形状について検討することとしよう。第8図によつて P_1t_1 と $d^{0.3}l$ の関係をみると、形状が複雑化する程悪い傾向を持つている。良いのは C, D, E型で、$d^{0.3}l$ が6以下では何れもダンパーの無い場合の 88 よりも小さい。これに反しA型では殆どすべて 88 以上になつていて、この型の不適当であることが判る。結局D, E型程度の単純な型式のものが優れていると断定して差支えない。

以上線状ダンパーの制振特性えの影響を述べて来たが、高粘性制動液では、ダンパーを用いても、制振特性向上の余地が少ないことが判つた。例へばダンパーによる制動率増加は最良のものでも僅か8%、その制振定数減少も亦9に過ぎないのである。

(2) 網状ダンパーの制動効果

前述の如くダンパーの $d^{0.3}l$ は6程度が限界であることが判つたので、網状ダンパーがよくないことは実験をしないでも明らかである。しかし網目の変化と制動効果との関係を調べるために実験を行つてみた。第9表はその結果であつて、「20 目A」以下「100 目」に至るまで、t_1, T, P_1 は殆ど同じで変りが無い。これは網を構成する線のレイノルヅ数 R_e が非常に低いため ($R_e<1$)、その境界層が厚くなつて網目を塞ぎ、平板と同じ効果になるからである。従つてその制振定数は約 110 と大きくなり、線状ダンパーより甚だ悪く、勝れた点は何も見出せないのである。

第9表 網状ダンパーと制振特性（エチルアルコール）
$\nu=3.5\times10^{-2}\ \mathrm{cm^2/s}$, $H=0.30$ gauss, ダンパー数=4.

種類	主要点の経過時間 (s)							行過ぎ角(度)			周期(s)	制動率	備考
	t_1	t_2	t_3	t_4	t_5	t_6	t_7	P_1	P_2	P_3	T	(%)	
枠	7.0	12.4	21.9	25.6	33.4	37	46	11.8	1.2	0.2	26.4	74	0.34-C-4 相当 $P_1t_1=82.5$
20 目 A	8.6	15.0	26.2	31.4	41.2	47	57	13.0	2.1	0.4	32.6	71	
20 目 B	8.6	14.8	26.0	31.3	41.2	48	57	13.0	2.1	0.5	32.6	71	
30 目	8.7	15.1	25.8	31.1	41.5	46	55	12.6	2.1	0.2	32.8	72	殆ど変化なし. $P_1t_1=110\sim112$
50 目 A	8.7	15.0	25.7	30.7	40.5	46	57	12.6	2.1	0.6	31.8	72	
50 目 B	8.7	15.1	26.6	31.8	40.5	46	57	12.6	2.3	0.6	31.8	72	
100 目	8.7	15.0	26.0	30.9	40.7	46	57	12.6	2.2	0.7	32.0	72	

(3) 随 伴 角

35%エチルアルコール制動液に於ける JES 165 型の随伴角は漁船研究技報第3号に報告してある通り、詳細な実験を行つているので今回は簡単な実験に止めた。

第10表 随伴角 ($\nu=3.5\times10^{-2}\ \mathrm{cm^2/s}$)
a—r=2.75 cm, $2\pi/\omega=1.5$ min.

種類 ＼ 項目	随伴角(度) $H=0.30$	$H=0.03$
ダンパー無し	2.4	18
0.81-D-4	2.8	21
「20目B」×4	—	28.5

羅盆と羅牌とのクリアランス ($a-r$) を 2.75 cm、旋回時間を 1.5 分 ($2\pi/\omega=1.5$ 分)、水平磁力を $H=0.30$ gauss 及び 0.03 gauss という条件で測定を行つたが、その成績は第 10 表に示す通りである。尙旋回時間 1.5 分というのは、測定精度を上げるため、実際の旋回より早くしたものである。

高粘性制動液ではこの程度の随伴角を生ずるのは止むを得ず、その対策は磁針の磁気能率を大きくすることより外

に手段が無い。これとても無制限に大きくすることは不可能で、精々 2〜3 倍が限度である。これでは随伴角を ½〜⅓ にする程度に過ぎず、高緯度地方での使用は先づ困難であろうと思われる。

3. 低粘性制動液とダンパーの特性

(1) 制振特性の測定成績

高粘性制動液では線状ダンパーが好成績を得たが、低粘性制動液では制動不足なので、網状ダンパーについてのみ実験を行つた。但し網の無い「枠」の場合が、線状ダンパーの 0.34-C-4 に (dl, $d^{0.3}l$ 共) 近似するので、これを以て線状ダンパーの傾向をみることとした。第 11A 表及び 11B 表は網状ダンパーの制振

第 11A 表 網状ダンパーと制振特性 (トリクロールエチレン)

$\nu=0.41\times10^{-2}$ cm²/s, $H=0.30$ gauss, ダンパー数=4

種類	主要点の経過時間 (s)											行過ぎ角 (度)				
	t_1	t_2	t_3	t_4	t_5	t_6	t_7	t_8	t_9	t_{10}	t_{11}	P_1	P_2	P_3	P_4	P_5
ダンパー無し	4.5	8.1	13.4	17.0	21.6	26.3	31.0	34.5	38.5	43	47	19.5	6.3	2.6	0.8	0.2
枠	5.1	9.0	15.0	18.5	23.6	27.5	34.2	37.2	40.2			15.2	3.8	1.5	0.1	
20 目 A	7.4	12.7	23.7	27.2	34.0	39	52					9.8	1.0	0.7		
20 目 B	7.6	12.3	27.0	29.0	35.0							8.7	0.1			
30 目	7.6	12.8	23.5	28.0	34.6	41	51					10.1	1.2	1.0		
50 目 A	8.1	13.3	27.0	30.2	39							9.5	0.7			
50 目 B	8.7	13.9	27.0	30.0	39							9.0	0.6			
100 目	8.5	13.7	26.4	29.2	39							10.1	0.9			

第 11B 表 網状ダンパーの制振特性 (第 11A 表より)

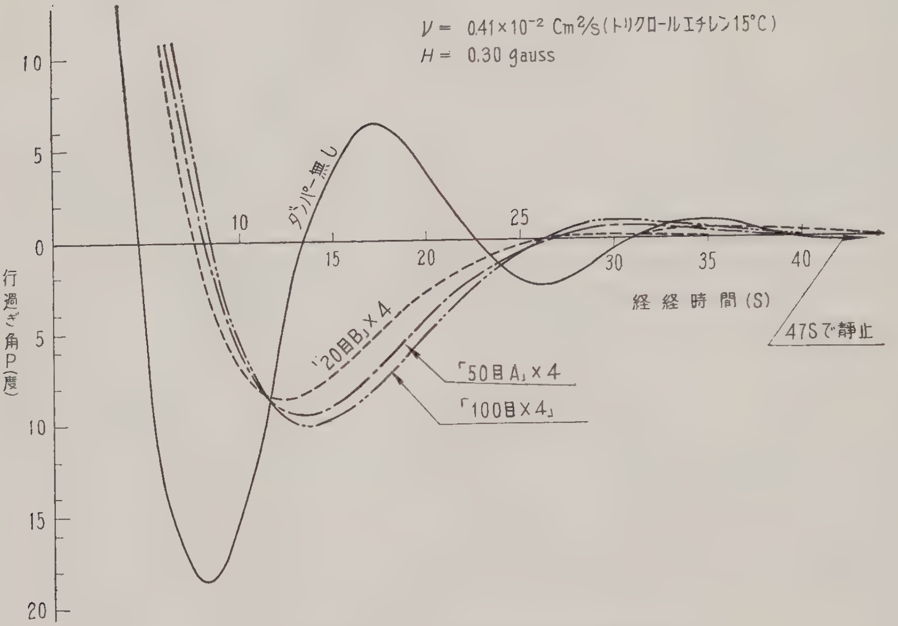
$\nu=0.41\times10^{-2}$ cm²/s, $H=0.30$ gauss, ダンパー数=4.

種類	感度 (s) t_1	周期 (s) T	行過ぎ角 P_1(度)	制動率 (%)	ダンパーの制動率 (%)	ダンパーによる増加率(%)			$d^{0.3}l$	P_1t_1
						感度	周期	制動率		
ダンパー無し	4.5	17.1	19.5	51.5	0	0	0	0	0	88
枠	5.1	18.5	15.2	66.0	14.5	13	8	28	3.1	77.5
20 目 A	7.4	26.6	9.8	78.0	26.5	65	55	51	21.3	72.5
20 目 B	7.6	27.4	8.7	80.5	29.0	69	60	56	21.3	66
30 目	7.6	27.0	10.1	77.5	26.0	69	58	50	25.8	77
50 目 A	8.1	30.9	9.5	79.0	27.5	80	81	53	40.1	77
50 目 B	8.7	30.3	9.0	80.0	28.5	93	75	55	43.1	78.5
100 目	8.5	30.5	10.1	77.5	26.0	89	78	50	60.0	86

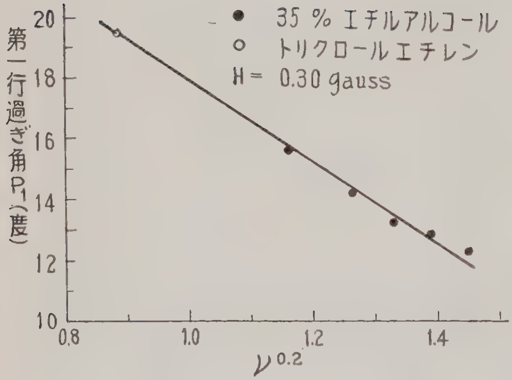
特性の実験結果で、そのうちから、ダンパー無し、「20 目B」、「50 目A」、「100 目」の制振曲線を第 9 図に示しておく。網状ダンパーは高粘性制動に較べて、非常に好い制動効果を挙げている。就中「20目B」は特に良好で制振指数は 66、ダンパーの制動率は 29% に達している。$d^{0.3}l$ が等しい「20 目A」が前者より劣るのは、工作上の不手際などで、必ずしも計算のように $d^{0.3}l$ が等しいのではないからであろう。

(2) 低粘性制動に於ける t_1, T, P_1 の実験式について

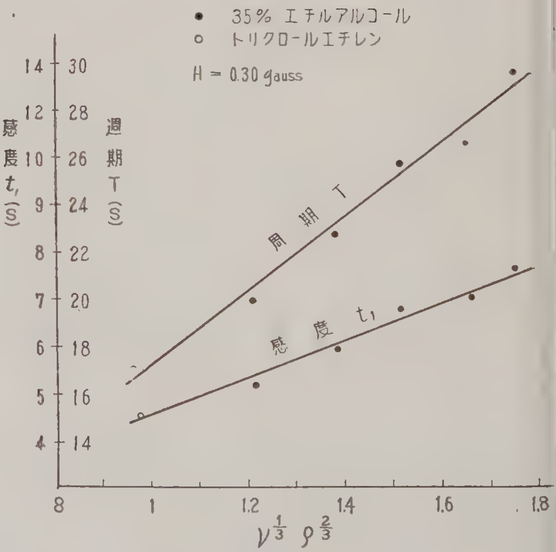
(2), (3) 式の如く、t_1 及び T は $\nu^{1/6}\rho^{3/8}$、P_1 は $\nu^{-1/6}$ に比例することが判つているが、これは $\nu=2\sim6\times10^{-2}$、$\rho\fallingdotseq0.95$ の場合の実験結果より作成した実験式であるから、ν や ρ が甚しく変化した場合、よく成立



第 9 図 網状ダンパーの制振曲線（低粘性制動）



第 10 図 P_1 と ν の関係

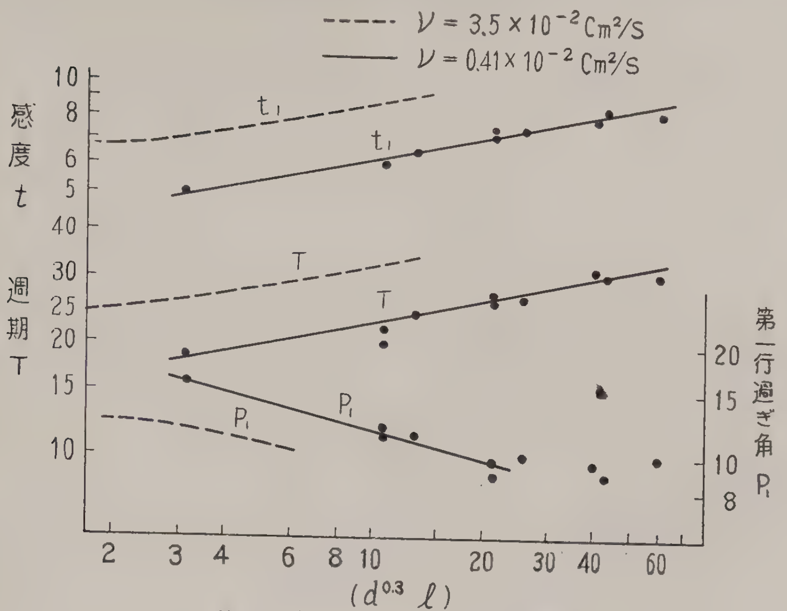


第 11 図 t_1, T と ν, ρ との関係

するかどうかは問題である。第 10 図及び 第 11 図は、ダンパーの無い場合のこれらの関係をみたもので、t_1, T, P_1 共よく比例関係にある。従つて (2), (3) 式は ν や ρ の範囲をこの程度 ($\nu=0.4\times10^{-2}$, $\rho=1.47$) まで拡大しても成立することが判つた。これは今後の低粘性制動の制振特性を扱うのに非常に好都合である。

(3) 線状ダンパーの制動効果

前述の如く線状ダンパーの実験は「桙」の場合のみであり、これだけでは明らかに制動不足である。しか



第 12 図　$d^{0.3}l$ と t_1, T, P_1 の関係

しダンパーによる制動率の増加は著るしく、$d^{0.3}l$ は 3.0(0.34-C-4 相当) で小さいにも拘らず 14.5% に達している。$d^{0.3}l$ の限界は高粘性制動の場合は 6 であつたが、低粘性制動では 20 前後になるから、線状ダンパーでも $d^{0.3}l$ を大きくすることによつて尚性能向上の可能性はある。

(4)　網状ダンパーの制動効果

(a)　$d^{0.3}l$ と t_1, T, P_1 の関係

網状ダンパーも高粘性制動の場合のように、境界層による平板化が無ければ、その抵抗は $d^{0.3}l$ に比例する筈である。第 12 図は $d^{0.3}l$ と t_1, T, P_1 とを両対数グラフ上にプロットしたもので、これらが指数函数的関係にあることが判る。これより線状ダンパー（枠）をも含めて t_1', T' は

$$t_1'(\text{又は } T')=k(d^{0.3}l)^{0.2} \quad \cdots\cdots (20)$$

であり、ダンパー無しの場合との関係は

$$t_1'(\text{又は } T')=t_1(\text{又は } T)+3.8(\text{又は } 15)\{(d^{0.3}l)^{0.2}-1.1\} \quad \cdots\cdots (21)$$

である。但し「100 目」の t_1, T はこの関係から稍外れていて、この程度の網目はなると境界層によつて平板化することを示している。又この関係は高粘性制動の場合と異つているかに見える。然し高粘性制動でも $d^{0.3}l$ を 2 以上の範囲にとれば、全く同じ関係はなることは第 12 図の通りである。従つて低粘性制動でも、$d^{0.3}l$ が 2 以下の場合はこの関係になく、高粘性制動と同じと考えてよい。

さて (21) 式より t_1', T' の実験式は

$$t_1'(\text{又は } T')=K_{t_i}[1+8.5\times10^{-1}\{(d^{0.3}l)^{0.2}-1.1\}]d^{8/3}\rho^{2/3}\nu^{1/3}(MH)^{-2/3}$$

$$(\text{但し } d^{0.3}l=2\sim50) \quad \cdots\cdots (22)$$

となり、ダンパーによる常数の変化 $\varDelta K_{t_1}$, $\varDelta K_T$ は

$$\varDelta K_{t_1}=6.0\times10^{-1}\{(d^{0.3}l)^{0.2}-1.1\} \quad \cdots\cdots (23)$$

$$\varDelta K_T=2.3\{(d^{0.3}l)^{0.2}-1.1\} \quad \cdots\cdots (24)$$

となる。

P_1 は $d^{0.3}l \fallingdotseq 20$ で最小となり、これ以上では増加する傾向を持つ。t_1 との関係をも考慮して 25 くらいが限界となつてくる。従つて $d^{0.3}l<25$ とすれば P_1 は

$$P_1'=k(d^{0.3}l)^{0.25} \quad (\text{但し } d^{0.3}l<25) \qquad (25)$$

又は

$$P_1'=P_1-7\{(d^{0.3}l)^{0.25}-0.7\} \qquad (26)$$

従つて

$$P_1'=K_P[1-4\times10^{-1}\{(d^{0.3}l)^{0.25}-0.7\}]\nu^{-1/6}(MH)^{1/8} \qquad (27)$$

となり、ダンパーによる常数変化 $\varDelta K_P$ は

$$\varDelta K_P=1.2\{(d^{0.3}l)^{0.25}-0.7\} \qquad (28)$$

である。

以上のように低粘性制動に於けるダンパーと制振特性との関係を、明らかにすることが出来たのであるが、この関係を示す実験式は高粘性制動の場合でも、そのまま成立するから、ダンパーの $d^{0.3}l$ は ν とは無関係に一定の割合で制振特性に関係するものであることが判つた。

又 $d^{0.3}l$ の限界は ν によつて決定するもので、ほぼ次のような関係にあるとしてよい。

$$d^{0.3}l=1.3(10^2\nu)^{-0.6} \qquad (29)$$

これは任意の制動液に対するダンパーの大さを決めるのに大いに役立つものである。

さて以上のように制振特性の性質が判つてくると、今以上の性能向上を考えることが出来る。例えば ν がトリクローエチレン程度で、ρ が 1/2 位のものを使用すれば、t_1 は 1/1.6 になり、制振定数は恐らく 50 程度にまですることが出来るであろう。これについては今後の実験によつて確めるつもりである。

(b) ダンパー数との関係

「20 目A」及び「20 目B」のダンパー数を 2, 4, 6, 8 と変化した場合の制振特性が第 12 表である。何

第 12 表 ダンパー数と制振特性

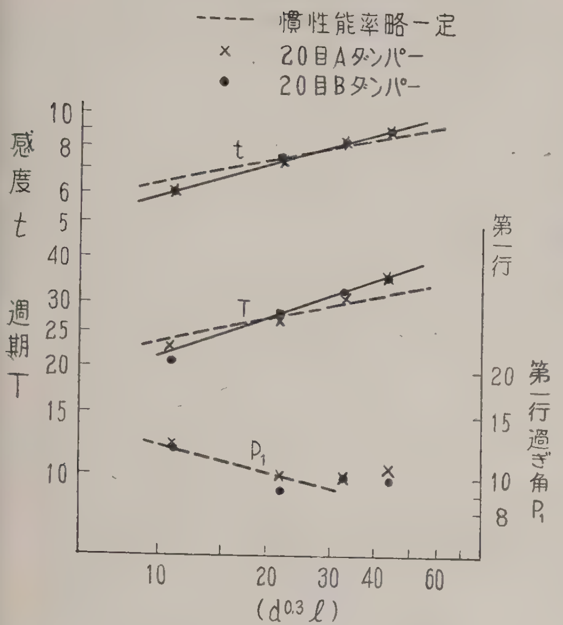
$\nu=0.41\times10^{-2}$ cm²/s, $H=0.30$ gauss.

本数		主要点の経過時間 (s) t_1	t_2	t_3	t_4	t_5	t_6	t_7	行過ぎ角 (度) P_1	P_2	P_3	周期 T (s)	制動率 (%)	$d^{0.3}l$	慣性能率 (g-cm²)	P_1t_1
20目A	2	6.1	10.6	18.9	23.0	28.4	33	39	12.0	1.8	0.5	22.3	73.5	10.7	1290	73
	4	7.4	12.7	23.7	27.2	34.0	39	52	9.8	1.0	0.7	26.6	78.0	21.3	1390	72.5
	6	8.4	14.0	27.6	32.0	39.4	43	57	9.7	0.7	0.2	31.0	78.5	32.0	1490	81.5
	8	9.1	15.6	30	33	44			10.2	0.3		34.9	77.5	42.6	1590	93
20目B	2	6.1	10.3	17.8	21.6	26.3	33	39	11.6	1.8	1.0	20.2	74.0	10.7	1290	71
	4	7.6	12.3	27.0	29.0	35.0			8.7	0.1		27.4	80.5	21.3	1370	66
	6	8.3	13.8	27.7	32.1	40.3			9.7	0.7		32.0	78.5	32.0	1450	80.5
	8	9.2	15.2	30.6	34.1	44			9.5	0.5		34.8	79.0	42.6	1560	87

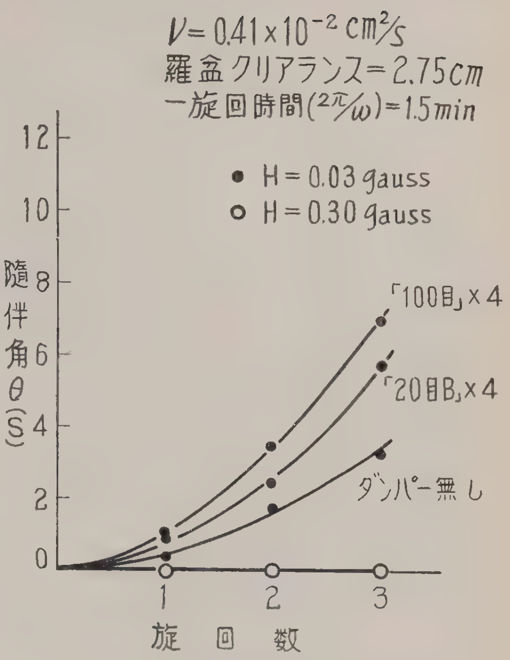
れの場合も 4 本が最も良く、8 本が特に悪い。慣性能率を考えなければ、本数の変化は単に $d^{0.3}l$ の変化に過ぎないから、t_1 及び T は $(d^{0.3}l)^{0.2}$ に比例する筈である。ところが第 13 図のように多少の相異があつて、t_1, T は夫々

$$\left.\begin{aligned} t_1&=k(d^{0.3}l)^{0.3} \\ T&=k(d^{0.3}l)^{0.36} \end{aligned}\right\} \qquad (30)$$

となり、t_1 と T が一致せず、しかもその指数は増加して、$d^{0.3}l$ に対する変化の割合が大きくなつている。これは慣性能率の影響を示すもので、低粘性制動液では液中慣性能率が少くなる（高粘性の場合より）ため、羅牌部自身の慣性能率変化が制振特性に影響してくる割合が大きくなるからであろう。（この事については 4 (1)で述べる）。



第 13 図　本数と t_1, T, P_1 の関係



第 14 図　低粘性制動液による随伴角

(5)　随　伴　角

随伴角の測定には高粘性制動液の場合と全く同じ条件（クリアランス=2.75 cm、旋回時間 1.5 分）で行つたが、水平磁力 $H=0.30$ gauss では全く随伴角を生じない。これは乾式コンパスと同等で、液体コンパスとしては考えられなかつたものである。(1) 式による計算値は 0.3° で、これよりも少くなつている。次に弱水平磁場 0.03 gauss では第 12 図の如く、「20 目B×4」で 0.9°、「100 目」×4 でさえ 1.1° で極めて少ない。引続き連続旋回をすれば、かなり激しい増加の傾向を示すが、実際にはかような早い連続旋回はあり得ないから、高緯度地方での随伴角の懸念は全く無いと云つてよい。

尚ダンパー無しの場合の 0.03 gauss に於ける随伴角は計算値で 2.7° であるが実験値は 0.4° で甚しい相違がある。これは低粘性制動液では一旋回後の随伴角が定常的にならないため、(1) 式が成立たないのである。今後の実験によつてかようなνの範囲まで成立する実験式を作成するつもりである。

4.　高粘性制動と低粘性制動の比較

(1)　同型ダンパーの制動効果の比較

同型ダンパーに於ける高粘性制動と低粘性制動の制動効果を比較したのが第 14 表であり、その制振曲線が第 15 図である。高粘性制動の場合はダンパーによる制動率増加が極めて少く、低粘性制動では著るしく大きい。これは次のような理由によるものと思われる。一般に粘性流体中で回転する円板の摩擦係数 C_f[5] は

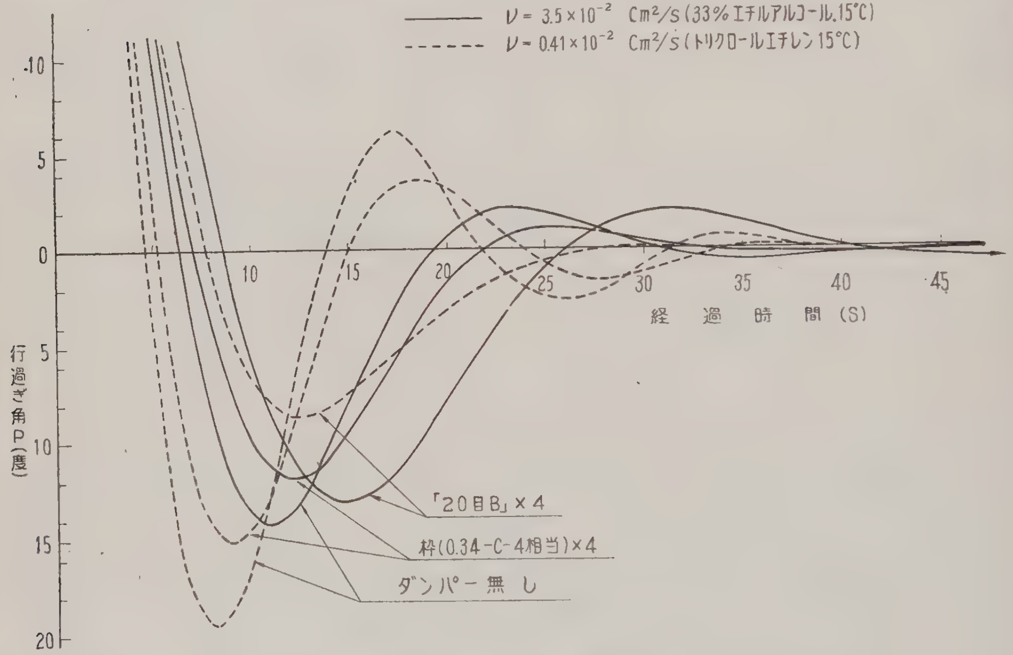
$$C_f=1.84\sqrt{\frac{1}{R_e}}\quad \text{(但し層流の場合)} \qquad (31)$$

である。羅牌は近似的な円板と見做せるからほぼこれに近い関係を持つているとみてよい。従つて高粘性制動の場合はレイノルヅ数 R_e が小さいから、摩擦係数が大きくなり、羅牌面による制動がその大部分を占めて、ダンパーによる制動の余地が少ないのである。これに反し低粘性制動では、羅牌面による制動が少な

5)　藤本武助：　応用流体力学

第 13 表 同型ダンパーの動粘性係数変化に対する比較

ダンパー種類	ν (cm^2/s)	制動増加率 (%)			ダンパーの制動率(%)	ダンパー制動率 / $d^{0.3}l$	P_1t_1
		感度	周期	制動率			
枠×4 (0.34-C-4 相当)	3.5×10^{-2}	13	9	8	5.5	1.6	83
	0.41×10^{-2}	13	8	28	14.5	4.7	78
「20目B」×4	3.5×10^{-2}	40	71	4	2.5	0.12	112
	0.41×10^{-2}	69	60	56	29.0	1.36	66



第 15 図 粘性の変化と制振曲線の関係（同型ダンパー）

く、ダンパーの制動効果が大きくなるのである。

又高粘性制動では羅牌面の境界層が厚くなるため、液中の慣性能率が大きくなつて、t_1, T, P_1 を増大させ制振特性を悪くしていると考えられる。粘性流体中の回転円板の境界層の厚さ δ[5] は

$$\delta=2.58\sqrt{\frac{\nu}{\omega}} \quad \text{(但し層流の場合)} \cdots\cdots (32)$$

であつて、高粘性の場合は当然厚くなつてくる。本実験の 35% エチルアルコールとトリクロールエチレンでは、その厚さも、前者は後者の約 3 倍になる訳である。従つて、高粘性制動に於て羅牌部自身の慣性能率変化が、制振特性に影響することの少なかつた[6] 理由もよく判るのである。かように高粘性制動では、羅牌面による制動が大きくなると同時に液中の慣性能率が増大して制振特性の劣化を来たしているのであつて、低粘性制動の有利なことが理論的にも説明されるのである。

(2) 随伴角の比較

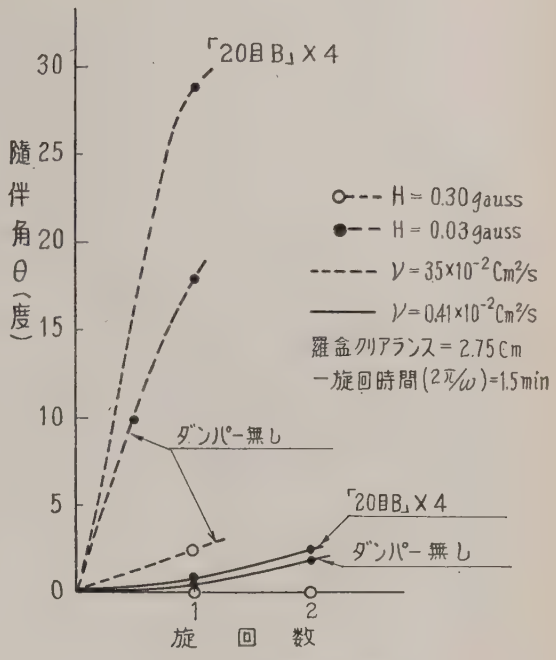
随伴角を比較すると第 16 図のように高粘性制動液では全く問題にならない。しかしこれが現用のもので

6) 漁船研究技報 No. 4.

あつて，高緯度地方で使用不能となるのも当然と思われる。低粘性制動液では，0.03 guass の弱水平磁場に於てすら，尙高粘性制動液の 0.30 gauss（内地の水平磁場）に於ける場合よりも少ない。かような随伴角の相異は，制振特性の差よりも重要であつて，低粘性制動の有効なことは決定的であると云つてよい。

(3)　現用羅盆との比較

最後に高低両粘性制動に於ける最良ダンパーの性能比較を試み，併せて現用中代表的なものとされているヘンリーヒューズ，デッドビート型と JES 165 型とをあげて比較してみよう。第 15 表がそれであつて，（制振曲線を第 17 図に示した）トリクロールエチレン「20 目 B」×4 ダンパー付のものは感度が僅かに低いのみであらゆる点で勝つている。デッドビート型はその名に反し無週期的ではなく，制動率は 0.5-D-8 よりも悪い。しかし感度がよく，制振定数は 79 で高粘性制動の限界に達している。このデッドビート型は羅

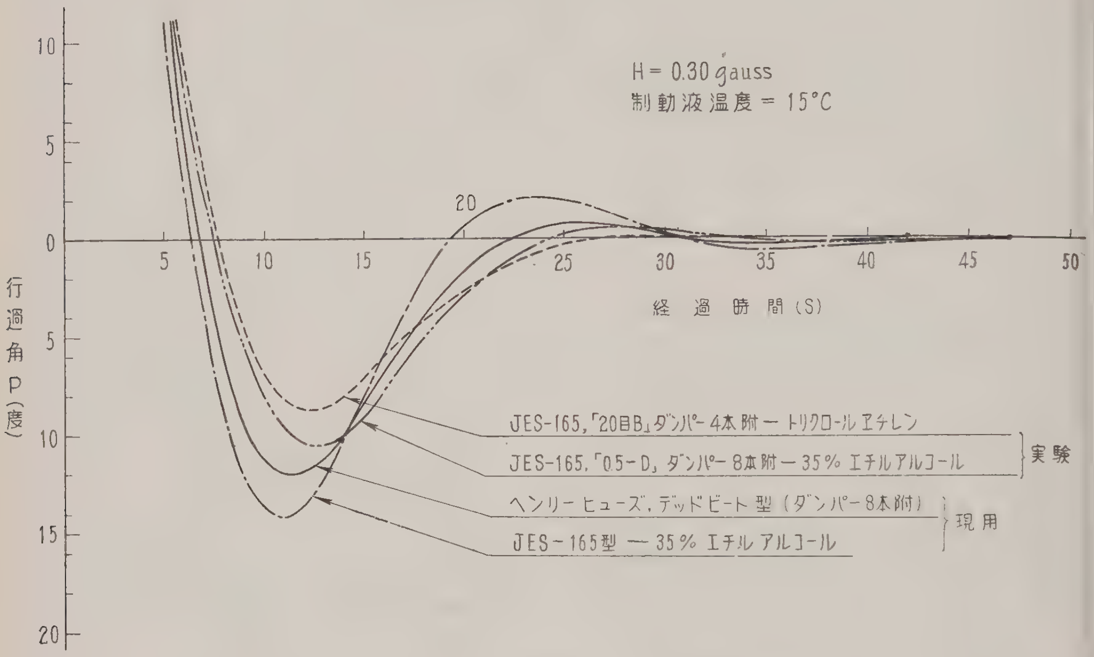


第 16 図　随伴角の比較

第 14 表　現用羅牌部と実験羅牌部の比較

項目 ＼ 種類		JES 165（現用）	JES 165 0.5–D–8 附	デッドビート型（現用）	JES 165「20目B」×4 附
制動液		35%エチルアルコール	同左	同左　程度	トリクロールエチレン
動粘性係数 ν(gauss)		3.5×10^{-2}	〃　〃	〃　〃	0.41×10^{-2}
磁気能率 M(gauss)		1650	〃　〃	〃　〃	1650
慣性能率 I(g-cm²)		880	930	〃　〃	1180
ダンパー抵抗面積 (cm²)		0	3.2	2.5*　程度	7.6
〃　〃　有効抵抗 ($d^{0.3}l$)		0	5.2	4*　程度	21.3
随伴角	H=0.30	2.4°	3.0°*	2.5°*	0.0°
($2\pi/\omega$=1.5min)	H=0.03	18°	20° 以上*	20° 以上*	0.9°
制振特性	感度 t(s)	6.2	7.5	6.6	7.6
	周期 T(s)	24.2	27.0	24.0	27.4
	行過ぎ角 P_1（度）	14.2	10.5	12.0	8.7
	制振定数 P_1t_1	88	79	79	66
	制動率 (%)	68.5	76.5	73.5	80.5
	ダンパー制動率 (%)	—	8.0	9*	29.0
	実用静止時間 (s)**	43	40	40	26

註　*　推定値。
　　**　実用静止時間とは羅牌が完全に静止する前の 0.1° を経過する時間で、実用的には静止と見做せる時間を云う。



第 17 図 現用羅盆との比較

牌の内側をかなり大きくくり抜いており、これが t_1, P_1 を小さくする[7] のに役立つているので、0.5-D-8 も同じ条件にすれば、幾分勝るようになるであろう。JES 165 型は標準型という意味以上のものは無く、35%エチルアルコールを用い、ダンパーを付けない状態では、この程度の性能も止むを得ないであろう。

尙トリクロールエチレン「20 目B」×4 型の特性は、慣性能率が 300 g-cm^2 も多いという悪条件で得らたものれであり、それにも拘らず制振定数 66、実用静止時間 26 秒という数字は、随伴角の皆無に近いことと共に飛躍的な性能向上と云えるのである。

5. 実験結語

磁気コンパスの制動液とダンパーとについて系統的実験を行い以上の如き結果を得たが、その要点を纏めればおよそ次のようである。先づ高粘性制動（現用制動液）の場合は、

（1） 現用 35% エチルアルコールでは羅牌面のみの制動で限界に近くなつており、ダンパーを用いても大きな効果は得られない。最良のものでも、その制動率増加は僅かに 8%、制振定数は 10% の向上に過ぎない。

（2） ダンパーは線状ダンパーがよく、それもなるべく簡単な形状のものがよい。

（3） t_1, T, P_1 は $d^{0.3}l$ に比例するから、線の直径を大きくすることは余り意味が無い (0.5mm程度でよい)。

（4） $d^{0.3}l$ は 6 (d=0.5mm ならば l=90 cm×8) が限度で、これ以上はかへつて制振特性を低下させる。

（5） t_1, T, P_1 に関する実験式はダンパーを附けた場合でも常数を変えるだけでそのまま成立する。

（6） D型程度のダンパーでは各常数の変化する割合は一定で、夫々の常数に $4\times10^{-2}(d^{0.3}l)$ を乗じたものを加えればよい（但し、t_1, T は＋、P_1 はー）。

（7） 随伴角は現在より減少させることは出来ない。

7) 漁船研究技報 No. 5.

次に低粘性制動の場合は、

（1） 随伴角が殆ど無く、高緯度地方でも完全に使用出来る。

（2） ダンパー使用による随伴角の増加は僅かで実用的には無影響と云つてよい。

（3） 適当なダンパーを使用すれば、現用のものより制振特性が向上し、ほぼ無週期的になる。

（4） t_1, T, P_1 に関する実験式は、ν が約 1/10 になる低粘性制動に於ても成立する。

（5） t_1, T は $(d^{0.3}l)^{0.2}$に比例し、実験式の常数増加 ΔK_{t_1}, ΔK_T は夫々、$6.0\times10^{-1}\{(d^{0.3}l)^{0.2}-1.1\}$ 及び $2.3\{(d^{0.3}l)^{0.2}-1.1\}$ である。

（6） P_1 はおよそ $(d^{0.3}l)^{-0.25}$ に比例し、その常数変化 ΔK_{P_1} は $-1.2\{(d^{0.3}l)^{0.25}-0.7\}$ である（但し $d^{0.3}l<20$）。

（7） (5)(6)の常数変化は高粘性制動でも成立つから、粘性に無関係である。

（8） $d^{0.3}l$ の限界は約 20 であり、ν によつて決定する。即ち $d^{0.3}l\fallingdotseq1.3(10^2\nu)^{-0.6}$ である。

（9） 網状ダンパーの網目は 50 目（ピッチ 0.6 mm）が限界である。

以上の如く、低粘性制動の有効なことは議論の余地がなく、まえがきで述べた随伴角と制動との矛盾は低粘性制動によつて完全に解決された訳である。唯今回の実験は特性の研究のために行つたので、実用的な考慮（例へば、塗料、パッキング等）は全く払らわれていない。トリクロールエチレンは低い ν と大きい ρ に特徴があるため、使用したに過ぎないのである。今後はかような点でも充分実用に耐える制動液を研究する必要があるし、ν や ρ についても、もつと適当なものを研究すれば、これ以上の好結果が得られると思うのである。最後に今回作成した実験式は理論的な意味を持つものではなく、あくまで実用的な実験式であることをお断りしておく。

む　す　び

随伴角、制振特性の研究に続いて本稿を送るが、低粘性制動の効果的なことは決定的となつたので、今後は低粘性制動の基礎的研究を進めると共に、実用的研究をも進めたいと考えている。終りに長期間この実験に協力して頂いた西浦、荒木、山田の三君に厚く謝意を表する次第である。

磁気羅盆に関する研究—VI
(試作極地用磁気羅盆の実験 第1報)

石井謙治　鈴木　裕

概　　要

磁気コンパスは南氷洋などの高緯度地方では使用出来ないものとされている。此度試作した極地用磁気羅盆は今迄の基礎研究を応用したもので、現地実験の結果充分使用可能であることが確認され好成績を治めた。その特徴は極地に於ても随伴角を生じることが殆ど無いことで、ＪＥＳ規格による現用磁気羅盆の内地に於ける使用状況と同程度であつた。又荒天時の羅牌の安定性も極めて良好であつた。尚今回の実験結果から極地の磁気偏差に関して疑問が生じて来たので、今後の実験によつて確かめたいと思つている。

Study on Magnetic Compass Bowl—Report VI
(Experiments on High Latitude Compass Bowl, No. 1)

ABSTRACT

It has been considered that usual magnetic compasses are not provided for use in high latitude area like the antartic zone. Last winter, we tested a newly designed compass for the Antartic use in this zone, and the result was perfect.

The specially noticeable point is that we could not find any dragged-angle in this special compass, namely the angle was of JES compass used in middle latitude zone. Stability of the compass was also excellent even in stormy weather. Through this experiments we found a little difference of the magnetic variation from the chart in high latitude, and we will future studies of this problem.

項　　目

まえがき
1. 極地用磁気羅盆の要点
 (1) 極地に於ける現用磁気羅盆の性能
 (2) 極地用磁気羅盆に必要な条件
2. 試作極地用磁気羅盆の概要
3. 現地実験
 (1) 旋回試験（随伴角測定試験）
 (2) 制振特性その他
 (3) 極地の磁気偏差について
 (4) 経年変化
むすび

まえがき

磁気コンパスは地球の水平磁力を指北力の基礎とする性質上、高緯度地方即ち水平磁力の弱い極地では、その使用が全く不能とされている。就中、日本の南氷洋捕鯨船隊の活躍する漁場は地球の磁極に近い位置で、その水平磁力は内地の 1/5 程度しかない。従つて従来の液体磁気コンパスでは役に立たず、すべての船がヂャイロコンパスを使用している現状である。しかしこれではヂャイロコンパスが故障を起した場合、船は行動の自由を奪われて了う結果になる。かような事態は絶無という訳にはいかないので、極地でも使用出来る磁気コンパスが要望されるのである。今迄にも極地用磁気コンパスが試みられなかつた訳ではないが、

多くは失敗に終り実用化されているものはないようである。

此度漁船研究室では今迄の基礎研究を応用した高緯度用磁気コンパスを試作し、現地実験を行つた結果、充分使用に耐えるものであるという見通しを得たので、取敢えずその概要を報告する。詳細は今後の現地実験の結果を綜合して報告するつもりである。

尚本試作の基礎的な面については、漁船研究技報、第 3～5 号の「磁気羅盆に関する研究」を参照されたい。又本号「磁気羅盆に関する研究―V」は今回の試作とほぼ併行して行つた基礎研究であり、特に低粘性制動に関する項は本稿と最も密接な関連を持つものであるから、参照して頂きたい。

1. 極地用磁気羅盆の要点

(1) 極地に於ける現用磁気羅盆の性能

極地で磁気コンパスが使用不能となるのは、随伴角が内地に較べて著るしく増大するのが最大の原因である。随伴角を増大させる原因には次の二つが考えられる。

(a) 水平磁力の弱化

(b) 羅盆制動液の粘性増加（温度低下による）

随伴角に関しては漁船研究技報第 3 号に詳細に報告した通り、随伴角 θ は次の式で表される。

$$\theta=1.20\times10^2\frac{\nu}{MH}(0.325\,r-1.60)\,(10^2\omega)^{1-0.07(a-r)}$$

但し　M………羅牌部の磁気能率

H………地球の水平磁力

ν………制動液の動粘性係数（$\nu>2\times10^{-2}\ \mathrm{cm^2/s}$）

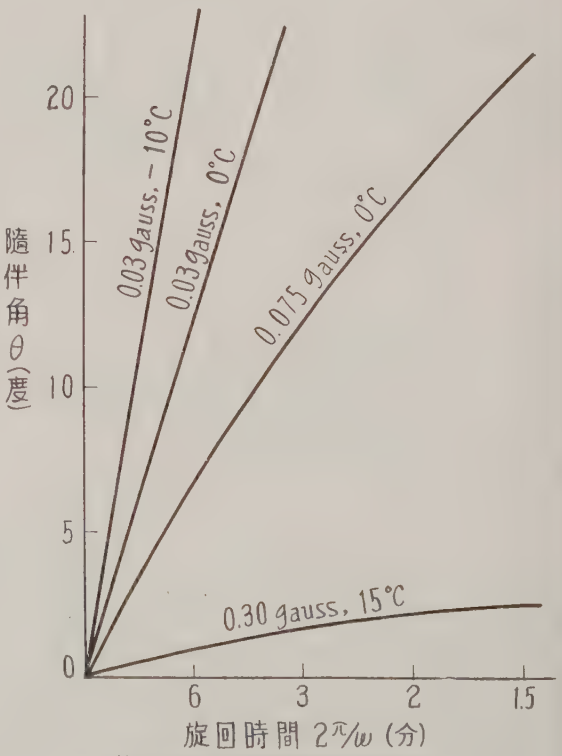
r………羅牌の半径

a………羅盆の内半径

ω………旋回の角速度

以上のように水平磁力に反比例し、制動液の動粘性係数に正比例して随伴角は増大するのである。

日本の捕鯨船隊の漁場はおよそ水平磁力 $H=0.075$ gauss、温度 0°C、最悪条件として 0.03 gauss、－10°C を考えなければならないであろう。かような条件で現用磁気羅盆（ＪＥＳ規格 165 型）の随伴角を計算すると第 1 図のようになる。これで判るように 0.03 gauss、0°C では内地（0.30 gauss、15°C）の約 20 倍に達する。実際問題として 10° 以上の随伴角を生じる時は、船の操縦は極めて困難になつてくる。ましてかような弱水平磁力では感度も低下するから、生じた随伴角が原点に戻るには非常に長い時間を要し、方位を決定することが出来なくなつて了うのである。



第 1 図　現用磁気羅盆の随伴角

(2) 極地用磁気羅盆に必要な条件

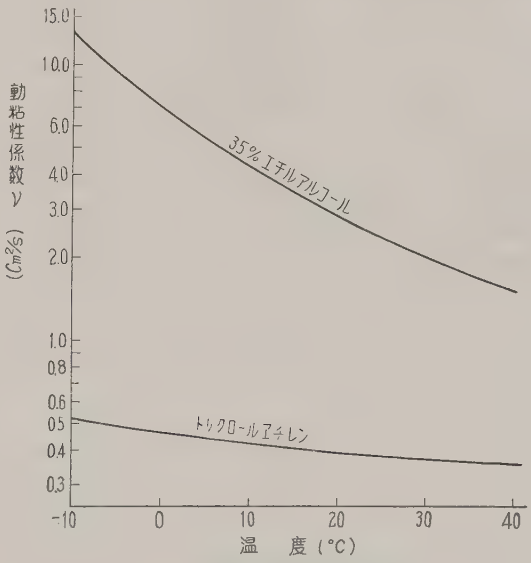
前述の如き状態で随伴角を減少させるべき方法は、磁気能率を増大することと制動液の

粘性を小さくすることの二つになる。前者は既に一部で試みられた方法であつて、現用羅盆の磁気能率を 2〜3 倍にしたものであつた。しかし制動液に従来の 35% エチルアルコールをそのまま使用したので、極地の低温による粘性増加のため実用にならなかつたのであつた。この磁気能率も現用の 10 倍以上に増大し得たのであればよかつたのであろうが、現実の問題としては磁気材料その他の関係で 3〜4 倍 (6,000 gauss 程度) にするのが限度で、これ以上は望み得ない。従つて制動液の粘性を小さくすることがどうしても必要となつてくるのである。それには現用 35% エチルアルコールの 1/10 程度の動粘性係数のものであれば充分である。第 1 表は低粘性液体を数種類挙げたものである。これよりも粘性の低い液体は数多くあるが、何れも沸点が低く一応 80°C 以上という限界を置いたものである。

第 1 表 低粘性液体の諸元

種類	比重 (15°C)	動粘性係数 (10^{-2} cm²/s)		融点 (°C)	沸点 (°C)
		0°C	15°C		
アセチルアセトン	0.972	0.41	0.35	−23.2	137.5
n-ヘプタン	0.684	0.75	0.67	−90	98.4
n-オクタン	0.703	0.99	0.87	−56.9	125.6
m-キシロール	0.868	0.92	0.81	−47.9	139
エチルベンゼン	0.861	1.01	0.88	−94.8	135.9
トリクロールエチレン	1.476	0.47	0.41	−88	86.7
シリコンオイル(0.65C.S.)	0.76	0.83	0.71	−68	99.5

以上の中で動粘性係数が低く、沸点が高く且化学的に安定であるものが制動液として最も適当な訳である。又漏洩した場合引火の危険のないことも実用上忽せに出来ない。これらを考慮してさし当りトリクロールエチレン (CCl_2 : CHCl) を使用することにした。第 1 表中、アセチールアセトンは非常によいのであるが、高価な上に安定性に難があり、安定の良いシリコンオイルは余りにも高価なため使用する訳に行かなかつた。トリクロールエチレンの化学的安定性も余りよいものではなく、取敢えず採用したもので、飽くまで暫定的のものである。この動粘性係数と温度の関係は第 2 図に示す通りである。比較のために 35%エチルアルコールをも掲げておいたが、−10°C に於ける両者の比は実に 1/25 となつていて、これがそのまま随伴角の比になる訳である。



第 2 図 制動液の温度特性

2. 試作極地用磁気羅盆の概要

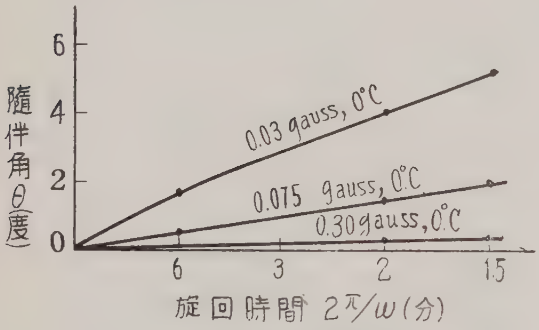
今回の試作は実験を依頼した日本水産K.K. 生駒丸の出港に間に合わすため、本格的設計を行う余裕がなかつたので、差当り生駒丸装備の羅盆と同型のものを用い、制動液を前記トリクロールエチレンに取換えたものである。その諸元は次の通りである。

型　式	反映型羅盆
羅牌直径	165 mm
磁気能率	2,200 gauss
液中重量	12.0 g
羅盆内径	220 mm
クリアランス	27.5 mm

以上の如く磁気能率を始め殆ど原型のままである。唯浮動部のみはトリクロールエチレンの比重が大きいため、原型の浮子では浮上つて了うので、小型の浮子を製作して液中重量を調整している。

パッキングにはヴイニールを用いたが、高温、低温両温度試験共気泡発生はなかつた。しかし長期間の使用を考えると、完全なものとは思われないので、気泡発生に備えて別に補充液を用意した。

磁気能率に関しては随伴角や制振特性について計算を行つた結果、原型のままで充分であることが判つたので、特に大きくする必要はなかつたのである。以下随伴角及制振特性の実測結果を述べることとしよう。



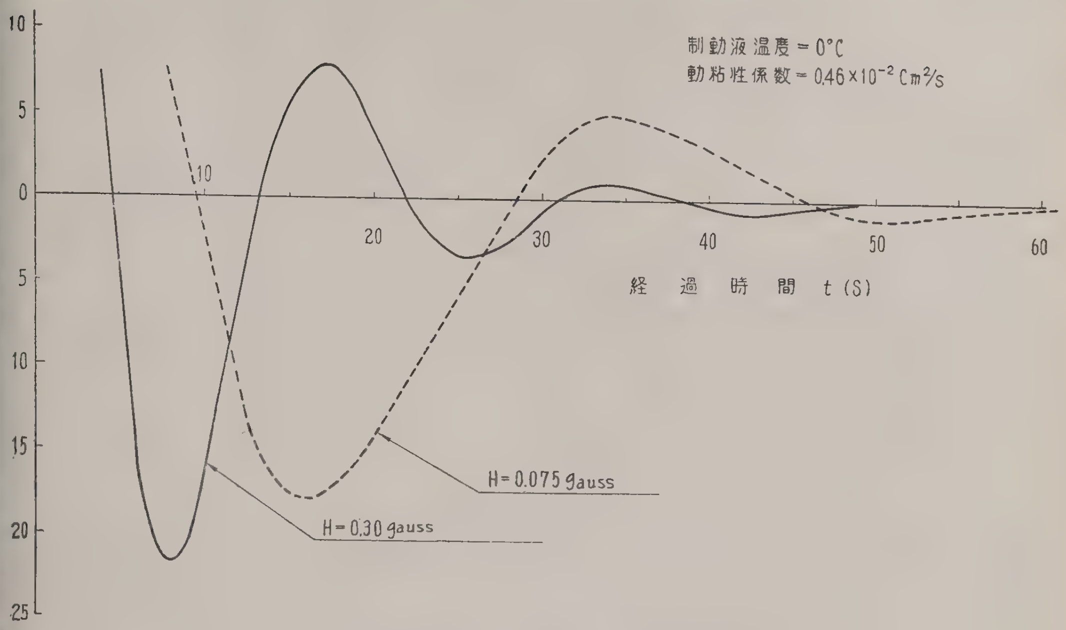
第 3 図　極地用磁気羅盆の随伴角

先づ随伴角は第 3 図の如くで、現用のものに較べて極めて少ない。0.03 gauss、0°C でも現用羅盆の内地に於ける 0°C の場合と同程度で充分使用可能と思われる。しかし本羅盆は反映型であるため、随伴角がかなり大きくなつている。これは基線が約 90° に及ぶ広角度の平板で出来ており、且羅牌との間隔が 1 mm 程度に接近しているので、標準型よりも大きい随伴角を生じるのである。例えば標準型にトリクロールエチレンを用いた場合は本羅盆の約 1/10 位しか生じないことによつてその影響の大きさが判るのである(別稿、「磁気羅盆に関する研究」―V参照)。

制振特性は第 2 表及第 4 図に示すように内地の磁場では制動不足であるがこのまま用いることにした。これは極地に於ける感度の低下を怖れたことが第一の理由であり、又この試作を行つた時は未だ別稿の如き低粘性制動に於けるダンパーの研究が充分でなかつたこともあつて、制動不足をそのままにしたのである。しかしこの程度の制動不足はそれ程心配することはないと思う。それよりも極地での随伴角増加や感度の低下を防ぐことの方が重要である。従つて本羅盆は 0.075 gauss、0°C でも感度 9.5 秒、周期 36.5 秒で一応使用に差支えない程度の制振特性を持つている。これに反し現用羅盆は感度 23 秒、周期 95 秒となつてこの点でも使用不能の状態といわねばならない。

第 2 表　制振特性（液温 0°C $\nu=0.46\times10^{-2}$ cm²/s）

水平磁力 H (gauss)	主要点の経過時間 (s)									行過ぎ角（度）				周期 (s)	制動率 (%)	制振定数 $P_1 t_1$
	t_1	t_2	t_3	t_4	t_5	t_6	t_7	t_8	t_9	P_1	P_2	P_3	P_4			
0.30	4.6	8.2	13.2	17.0	22.0	25.5	31.0	34	39	21.8	8.0	3.5	1.0	17.4	52	98
0.075	9.5	16.0	28.5	33.8	46.0	50	61			18.0	5.0	1.0		36.5	60	170



第 4 図　極地用磁気羅盆の制振曲線

3. 現地実験

(1)　旋回試験（随伴角測定試験）

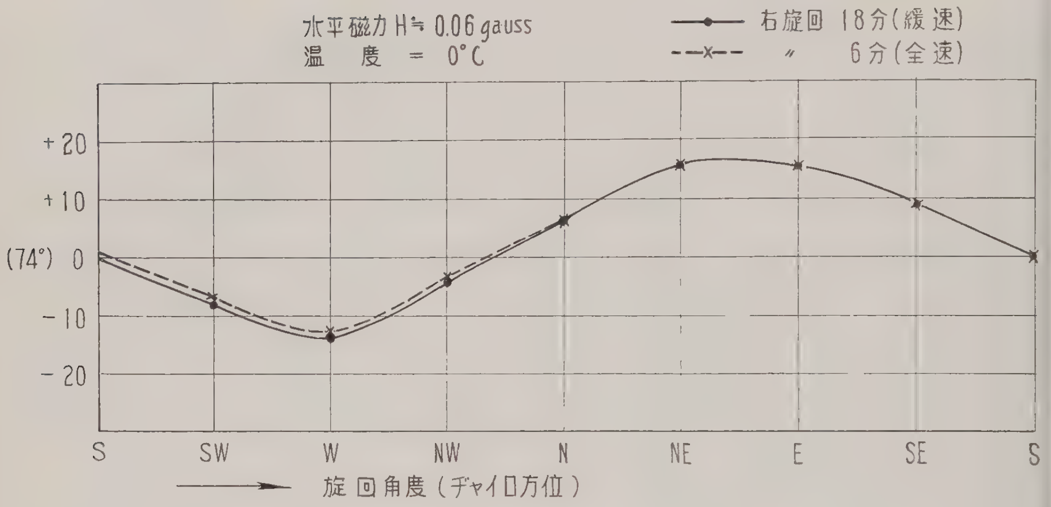
現地実験は日本水産K.K. 生駒丸（1,000 屯）に依頼したが、その結果は極めて良好であつた。旋回試験はヂャイロコンパスを基準として一旋回を行い、途中 8 方位の計測をも行つたものである。その一例を示すと第 3 表の如く、水平磁力 0.06 gauss（推定値）では全速旋回（6 分）で 1° の随伴角を生じているに過ぎず、緩速旋回では全く生じていない。又右旋回では全速も緩速も殆ど同じ経過を辿つており、全く変化が無いといつてよい（第 5 図）。左旋回と右旋回を比較すると第 6 図の如く最大 3° の差を生じているが、ほぼ同傾向で随伴角は何れも生じていない（但し第 5 図及び第 6 図は旋回開始の磁気方位を基準として画いたものである）。かように実用的には随伴角の懸念は全く無く、使用者に何等不安を与えなかつたようである。尚 1° の随伴角も原点えの復帰時間はかなり速かであつたとのことで、充分な感度を有している証査である。

以上の如く試作極地用磁気羅盆は現地実験によつて充分実用になるものであると確認されたのである。

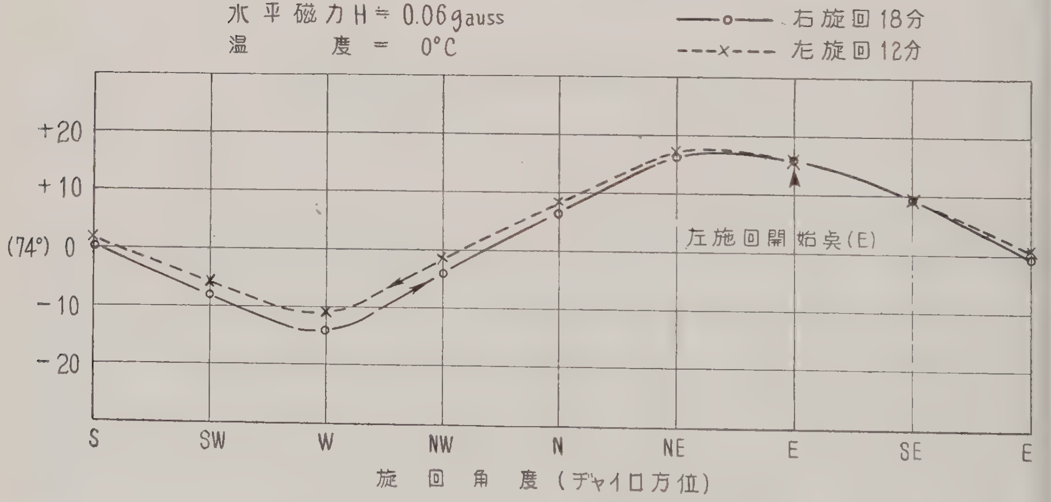
第 3 表　旋回試験（$H \fallingdotseq 0.06$ gauss）

	旋回時間 (分)	旋回角度（ヂャイロ基準）									随伴角 (度)
		S	SW	W	NW	N	NE	E	SE	S	
右旋回 (Slow)	18	74	111	150	205	260	315	0	38	74	0
〃　〃 (Full)	6	75	112	151	206	260	315	0	38	74	1
左旋回 (Slow)	12	0 (E)	316 (NE)	262 (N)	208 (NW)	153 (W)	114 (SW)	75 (S)	38 (SE)	0 (E)	0

註　左旋回は開始方位がEであり、表中（　）内は旋回角を示す。



第 5 図 全速旋回と緩速旋回の比較



第 6 図 左右旋回の比較

(2) 制振特性その他

制振特性は自差などのために精確な測定が出来ないから特に計測を行はなかつた。唯前記水平磁力 0.06 gauss の位置で周期を測定した結果は 38 秒であつて、極地としては充分な制振特性を有している。しかし自差の影響等を考えると制振特性の良否を判断するものとして、航海中の動揺誤差などをみるより外ないであろう。生駒丸の報告によれば、

「南氷洋からの帰途、暴風圏で連日（約 10 日間）風力 8～9，海況 8 以上という状況下の航海でも、羅牌の動揺は極めて少く非常に安定であつた。」といわれている。ここでは先に懸念した制動不足は現れていない。生駒丸の航海した暴風圏の水平磁力はおよそ 0.15 gauss であるから、羅牌の周期は約 25 秒、丁度内地に於ける JES 165 型と同程度の制振特性となつている筈である。それにも拘らずかように安定であつたのは随伴角の少いことが大きい原因の一つと考えられる。荒天時の動揺による誤差は過渡的な随伴角の繰返

しともみられるからである。

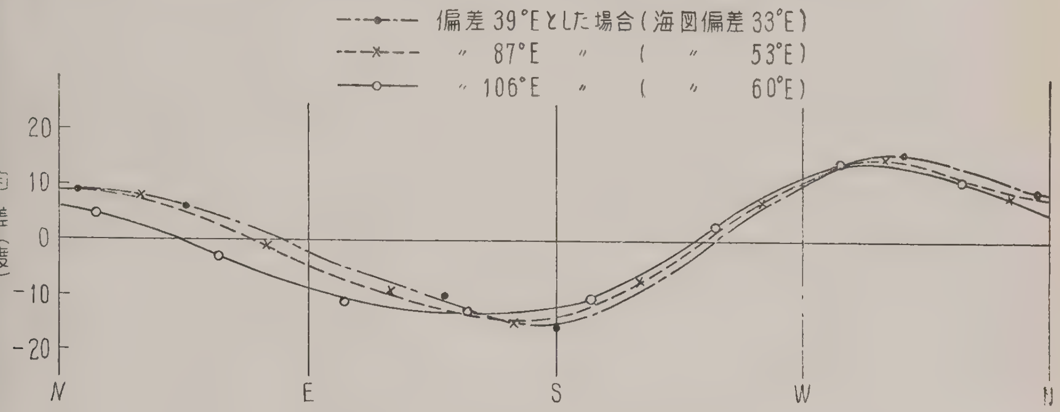
以上のように機能的には良好であつた試作羅盆も、別な面で欠陥を現している。それは気泡発生であつて大分甚しかつたようである。予め補充液を用意したので、実験に支障は来たさなかつたが、この原因はパッキングの不良によるものであろう。トリクロールエチレンは粘性が低いため漏洩し易く、パッキングのヴィニールは又低温時に固くなつてその効果を減退するから長い間には漏洩があつたのであろう。今後はネオプレーン（合成ゴム）等を用いて完全なものとするつもりである。

(3)　極地の磁気偏差について

第5図の旋回試験経過は随伴角が無いから一応自差曲線であると見られる。これによればヂャイロ方位の180°（S）に対する磁気方位の 74° はほぼ真子午線と磁気子午線の関係を示すものとみてよい。従つてこの地点の偏差は 106°E あることになり、海図による偏差約 60°E とは甚だしい開きがある。僅かな Deta で早急な結論は慎しみたいが、これは海図の偏差が間違つているものとしか考えられない。位置は天測で出したものであり、ヂャイロコンパスの高緯度に於ける誤差も僅かであつて、かような大きな開きに対しては問題にならないからである。

この偏差に関しては今後充分な計測を行つて確める予定であるが、今回の測定だけでも或程度の判断を下せることは次の例でも判る。

第7図は海図による偏差 33°E、53°E、及び 60°E の三地点に於ける自差曲線を、自差曲線より求めた偏差で修正して同一グラフ上に画いたものである。海図による偏差で修正した場合、この三つの自差曲線は甚だしい喰違いを示し、自差分析を行えば係数Aが偏差と共に変化するという矛盾を生じる。しかるに自差曲線より求めた推定偏差で画いた第7図は三者ほぼ同傾向を示してこの偏差の誤りでないことを裏付けている。



第7図　推定偏差による自差曲線

かように極地附近の海図による偏差は信用し難いようであり、その相違が余りにも大きいことは航海者及研究者にとつて重大な関心を寄せざるを得ない事柄である。これは随伴角の無い極地用磁気羅盆によつて、偶々気付かれたものであり、今後現地実験を数多く行うことによつて、確かめることが出来ると共に実用的な等偏差図の作成も可能となるであろう。

(4)　経　年　変　化

本羅盆は製作後約4ヶ月間使用したが、その後7ヶ月を経た現在の状況は試作当時より著るしい変化はないようである。随伴角は軸針に稍摩擦を生じたため試作当時より約 20% の増加をみせており、制振特性も水平磁力 0.30 gauss では変化はないが、0.075 gauss では周期が約2秒長くなつている。又制動液のトリクロールエチレンは未だ分析を行つていないので、その化学的安定に関しては不明である。

む　す　び

磁気羅盆の基礎研究の応用例として極地用磁気羅盆を試作したが、その実験結果は以上の如く非常に好成績であつた。これによつて極地に於ける磁気羅盆の使用の充分可能であることが立証出来た訳である。然し今回の実験のみでは未だ不充分な点があるので、今後も改良を加え現地実験を続けるつもりである。尚本実験結果から、従来の極地の磁気偏差に疑問があるという重大な事実に当面した。この点については慎重な取扱いを要するので、今後充分な現地実験によつて確かめたいと考えている。従つて次回にはもつと詳細な報告が出来るものと思う。

最後に今回の現地実験を多忙な中にもかかわらず、熱意をもつて行つて頂いた日本水産K.K.生駒丸の山本船長、田中一等航海士以下乗組の方々に厚く御礼を申上げると共に、いろいろと御協力頂いた葉室技官、及び日本水産K.K.吉富治圀、鈴木嘉一の両氏、試作に協力下さつた布谷計器製作所に感謝の意を表する次第である。

附　　　記

（前号までの掲載目次）

［附　記］

前号までの掲載目次

漁船研究技報第1号

漁船研究技報発刊に際して……（1）

漁船研究機関設置の経緯……（2）

漁船用試作捩動力計について（推進能力研究 第1報）……（11）

漁艙防熱装置の研究（第1報）……（31）

漁船機関高速軽量化実地研究試験成績……（56）

磁気羅盆に関する研究（随伴角の問題）……（71）

磁気羅針儀簡易検定装置の研究……（83）

漁船研究技報第2号

漁船研究技報第2号刊行に際して……（1）

漁船研究の事業概況……（2）

漁船用試作捩り動力計について（推進能力研究 第1報）……（4）

漁艙防熱装置の研究（第2報）……（11）

二、三の船型試験成績について（水槽試験報告 第1報）……（19）

和船型実験船の計画概要について（小型漁船性能改善研究 第1報）……（30）

機関の微速運転とシリンダー摩耗について……（40）

磁気羅針儀羅牌の研究……（69）

磁気羅針儀実験室について……（33）

魚群探知機に関する研究（周波数に関する研究）……（90）

魚群探知機に関する研究（油の超音波特性に及ぼす影響 第1報）……（98）

魚群探知機に関する研究（整流覆の送受波器に及ぼす影響）……（100）

漁船研究技報第3号

漁船研究技報第3号刊行に際して……（1）

漁船研究室の事業概況……（2）

二型動力計による漁船試験成績について（推進能力研究 第3報）……（1）

漁艙防熱装置の研究（第3報）……（11）

和洋折衷型実験船の概要について（小型漁船性能改善研究 第4報）……（19）

和船型実験船「あかつき」の海上実験成績について（小型漁船性能改善研究 第2報）……（35）

積層材構造の耐水木材の性能について（小型漁船性能改善研究 第3報）……（47）

船型試験成積について（水槽試験成績 第2報）……（57）

漁船機関シリンダー等の摩耗について（第2報）……（87）

磁気羅盆に関する研究（随伴角に関する実験）……（111）

磁気羅盆経年変化の一例……（131）

二艘曳機船底曳網漁業用魚量計について……（139）

曳航式中層遠隔水温計の試作研究……（159）

魚群探知機に関する研究……（177）

漁船研究技報第4号

漁船研究技報第4号刊行に際して……（1）
漁船研究室の事業概況……（2）
船型試験成績について（水槽試験成績 第3報）……（4）
改2型動力計による「白嶺丸」の試験成績について（推進能力研究 第4報）……（18）
和洋折衷型実験船「ちどり」の海上実験成績について（小型漁船性能改善研究 第5報）……（25）
和船型木造漁船の撓みについて（小型漁船性能改善研究 第6報）……（31）
漁船機関シリンダー等の摩耗について（第3報）……（49）
磁気羅盆に関する研究（制振特性について第1報）……（83）
舶用精密空盒気圧計の試作研究……（102）
二艘曳機船底曳網漁業用魚量計について（第2報）……（112）
魚群探知機に関する研究……（125）

漁船研究技報第5号

漁船研究技報第5号刊行に際して……（1）
漁船研究室の事業概況……（3）
［研 究］
運搬漁船の船型試験成績について（水槽試験成績 第4報）……（7）
和船型木造船の撓みについて（小型漁船性能改善研究 第7報）……（27）
神鷹丸の舵軸捩力率の試験について……（39）
漁船機関のシリンダー等の摩耗について（第4報）……（49）
磁気羅盆に関する研究（制振特性について 第2報）……（67）
底曳綱用自記式網高ち計、G.R. 展開計及びそれらの実験結果について……（73）
魚群探知機の装備に関する研究……（141）
I．船底突出型整流覆の形状に関する研究……（141）
II．船底気泡層に関する研究……（149）
魚群探知機の記録像より見た海底地形の忠実性について……（155）
D.S.L. の超音波伝播持性に及ぼす影響に関する研究……（167）
魚群探知機によるコンブ群落の探知に関する研究……（167）

漁船研究技報第6号

晴和丸の船型試験成績及試運転成績……大津義徳、横山信立、小林務……（3）
積層梁曲材の強度試験……大津義徳、和田正三……（15）
漁船機関のシリンダー等の摩耗について……清水三郎、草間喜代松、三浦喜晃、石渡晃……（27）
自記式網高さ計 G.R. 展開計とそれらのトロール網に就ての実験結果
……熊凝武晴、葉室親正、石井謙治……（41）
海水中に於けるミリメーター波超音波伝播特性並びに魚群探知実験
……橋本富寿、西村実、間庭愛信……（93）
音響測深より求めた海底地形と海底実形との対比について……橋本富寿、西村実……（105）
魚群体の超音波反射損失と反射波の性質……橋本富寿、間庭愛信……（113）

Appendix: Contents of the Preceding Reports

Technical Report of Fishing Boat No. 1 1950

Upon publication of "Technical Report of Fishing Boat" .... (1)
Establishment of Fishing Boat Studying Organ .... (2)
Torsion Meter for Fishing Boat .... (1)
Study in Insulation of Fish Holds (Report No. 1) .... (31)
Study to Make Fishing Boat Engine High Speed and Light Weight .... (56)
Study on Magnetic Bowl (Report No. 1) .... (71)
Study on Simplified Method of Observation of Magnetic Moment of Compass .... (83)

Technical Report of Fishing Boat No. 2 1951

Upon Publication of "Technical Report of Fishing Boat" No. 2 .... (1)
Outline of Business of Fishing Boat Laboratory .... (2)
Trial Products of Torsion Meter for Fishing Boat (Study in Propulsion Efficiency Report No. 2) .... (4)
Study in Insulation of Fish Holds (Report No. 2) .... (11)
Experiments of Model Ships (Tank Test Report No. 1) .... (19)
Outline of Plan of Japanese Type Test Boat (Study of Improvement of Smale Fishing Boat Report No. 1) .... (30)
Minimum Slow-Running of Engine and Wearing of Cylinders .... (40)
Study on Magnetic Compass Card (Report No. 1) .... (69)
On Magnetic Compass Laboratory .... (83)
Study on School Finder .... (90)
Study on School Finder (Influence of Oil on the Characteristics of Supersonic Wave, Report No. 1) .... (98)
Study on School Finder (The Effect of Vibrator Cover) .... (100)

Technical Report of Fishing Boat No. 3 1952

Upon Publication of "Technical Report of Fishing Boat" No. 3 .... (1)
Outline of Business of Fishing Boat Laboratory .... (2)
Experimental Results on Actual Ships by No. 2 Type Torsionmeter (Study Propulsion Efficiency, Report No. 3) .... (1)
Study in Insulation of Fish Holds (Report No. 3) .... (11)
On the Outline of an Experimental Boat Compromising Japanese and Foreign Type .... (19)
On the Trial Performances of the Japanese Type Experimental Boat "Akatsuki" .... (35)
On the Characteristics of Water Proof Laminated Wood .... (47)
Experimental Results of Ship Forms .... (57)
Wearing of Cylinders of Fishing Boat Engines (Report No. 2) .... (87)
Study on Magnetic Compass Bowl (Experiments on Waked Angle) .... (111)
An Example of Durability of Magnetic Compass Bowl .... (131)

Catch Gauge for Two Boat Trawler (139)
Experiments on Manufacturing of Remote Control Towing Thermometer for Mid Water (159)
Study on School Finder (177)

Technical Report of Fishing Boat No. 4 1953

Upon Publication of "Technical Report of Fishing Boat" No. 4 (1)
Outline of Business af Fishing Boat Laboratory (2)
Experimental Results of Ship Forms (Tank Test Results, Report No. 3) (4)
Experimental Results of the Actual Ship's Trial by the Improved No, 2 Type Torsion Meter (Study in Propulsion Efficiency Report No. 4) (18)
Trial Results of the Compromised Japanese and Foreign Type Experimental Boat "Chidori" (25)
Deflection of Japanese Type Wooden Fishing Boat (31)
Wearing of Cylinders of Fishing Boat Engines (Report No 3) (49)
Study on Magnetic Compass Bowl (Damping charocter of Compass Card) (83)
Marine Aneroid Barometer (102)
Catch Gauge for Two Boat Trawler (112)
Study on Fish Finder (125)
I Triar Products of Fishing Boat Laboratory Type Small Fish Finder (125)
II Characteristics of Ultrasonic Transducer in Mounting Tank (130)
III Sounding by Fish Finder (134)
IV Sounding of Artificial Schools, Sea Plants Fields by Fish-Finder (138)

Technical Report of Fishing Boat No. 5 1954

Upon Publication of "Technical Report of Fishing Boat" No. 5 (2)
Outline of Business of Fishing Boat Laboratory (5)

[Studies]

Tank Test Results of Fish Carrier (Tank Test Results, Report No. 4) (7)
Deflection of Japanese Type Wooden Fishing Boat (Research on the Improvement of the Characteristics of small Fishing Boat) (27)
Rudder Torque Measurements of the Trawler "Shin-yo-maru" (39)
Wearing of Cylinders of Fishing Boat Engine (49)
Study on Magnetic Compass Bowl (67)
Automatic Net-Height Meter and Automatic Ground Rope Indicator for Two-Boat Trawler and Results of Experiment for These Apparatuses (73)
Mounting of Transducer of the Echo-Sounder (141)
I Study on the Form of Projected Streamlined Cover (141)
II The Bubble Layer under the Ship Bottom (149)
Reliability of Record of Shape for Sloped Sea Bottom Obtained by Ultrasonic Echo-Sounder (155)
Influence of D.S.L. on the Characteristics of Ultrasonic Wave Propagation (167)
Study on Detection of the Japanese Tang Field by the Ultrasonic Echo-Sounder (187)

Technical Report of Fishing Boat No. 6 March 1955

Experimental Results ol Model Test and Actual Ships Trial of the "Seiwa-Maru" ······························ Yoshinori OTSU, Nobuyuki YOKOYAMA, Tsutomu KOBAYASHI······(3)

Strength Test of Laminated Beam Knees ····················Yoshinori OTSU, Shozo WADA······(15)

Wears of Cylinder etc. of Fishing Boat Engine-V·································· ··············Saburo SHIMIZU, Kiyomatsu KUSAMA. Yoshiaki MIURA, Akira, ISHIWATARI······(27)

Automatic Net-heigh Meter and Automatic Ground Rope Indicator for Trawler and Results of Experiment for these Apparatuses ·································· ································Takeharu KUMAGORI, Chikamasa HAMURO, Kenji ISHII······(41)

Propagation characteristics of High Frequency Ultrasonic in Sea Water ······················ ································Tomiju HASHIMOTO, Minoru NISHIMURA, Yoshinobu MANIWA······(93)

Reliability of Record for the Shape of Sea Bottom Obtained by ultrasonic Echo- sounder ·· Tomiju HASHIMOTO, Minoru NISHIMURA······(105)

Ultrasonic Reflection Loss on Fish Shoal and Characteristics of the Reflected Wave ·· Tomiju HASHIMOTO, Yoshinobu MANIWA······(113)

(Appendix) Contents of the Preceding Reports ··(141)

昭和 30 年 12 月 25 日 印刷
昭和 31 年 1 月 4 日 発行

漁 船 研 究 技 報
第 7 号

発行所　東京都千代田区
水産庁生産部漁船研究室
編輯者　大 津 義 徳

東京都中央区新富町三ノ六
印刷所　日本応用印刷株式会社
印刷者　田 中 忠 雄